

**JEOTERMAL ENERJİ İLE ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN
AYDIN İLİ SALAVATLI JEOTERMAL BÖLGESİNDE
KULLANILABİLİRLİĞİNİN ARAŞTIRILMASI**

Veysel İNCİLİ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE EĞİTİMİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**OCAK 2006
ANKARA**

**JEOTERMAL ENERJİ İLE ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN
AYDIN İLİ SALAVATLI JEOTERMAL BÖLGESİNDE
KULLANILABİLİRLİĞİNİN ARAŞTIRILMASI**

Veysel İNCİLİ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE EĞİTİMİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**OCAK 2006
ANKARA**

Veysel İNCİLİ tarafından hazırlanan JEOTERMAL ENERJİ İLE ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN AYDIN İLİ SALAVATLI JEOTERMAL BÖLGESİNDE KULLANILABİLİRLİĞİNİN ARAŞTIRILMASI adlı bu tezin yüksek lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Yrd.Doç.Dr. Kurtuluş BORAN
Tez Yöneticisi

Bu çalışma, jürimiz tarafından Makine Eğitimi Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan : : Prof. Dr. H. Güçlü YAVUZCAN

Üye : Yrd. Doç. Dr. Kurtuluş BORAN (Danışman)

Üye : Doç. Dr. Hacı Mehmet ŞAHİN

Üye : Doç. Dr. Adnan SÖZEN

Üye : Yrd. Doç. Dr. M. Galip ÖZKAYA

Bu tez, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygundur.

**JEOTERMAL ENERJİ İLE ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN
AYDIN İLİ SALAVATLI JEOTERMAL BÖLGESİNDE
KULLANILABİLİRLİĞİNİN ARAŞTIRILMASI
(Yüksek Lisans Tezi)**

Veysel İNCİLİ

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
Ocak 2006**

ÖZET

Bu çalışmada Aydın İli Salavatlı Jeotermal Sahası dikkate alınarak, sosyal tesis, otellerde ve sitelerde iklimlendirme ve soğuk depolara olan ihtiyacı karşılamak amacıyla alışılmış mekanik soğutma sistemlerine alternatif olarak bir soğutma sistemi tasarlanmıştır. Jeotermal enerjiden yararlanılarak çalışacak bu absorbsiyonlu soğutma sisteminde LiBr-H₂O karışımı kullanılmıştır. Mevcut jeotermal enerjinin kullanılması düşünülerek LiBr-H₂O çifti ile çalışan absorbsiyonlu soğutma çevriminin termodinamik analizi yapılmıştır. Sistem analizlerinde termodinamik parametreler incelenmiş, performans katsayıları (COP) hesaplanmıştır. Sistem elamanlarının her birinin termodinamik analizleri yapılmıştır. Uygulama alanı olarak, Aydın İli Köşk ilçesinde bulunan ve jeotermal kuyulara 4 km uzaklıkta olan Köşk kent konut yapı sitesi seçilmiştir.

**Bilim Kodu : 708.3.015
Anahtar Kelimeler : Jeotermal Enerji, Absorbsiyonlu Soğutma;
Sayfa Adedi : 102
Tez Yöneticisi : Yrd. Doç. Dr. Kurtuluş BORAN**

**THE SEARCH OF THE UTILITY OF COOLING SYSTEM WITH
ABSORPTION AND GEOTHERMAL ENERGY IN SALAVATLI
GEOTHERMAL FIELD OF THE AYDIN PROVINCE**

(M.Sc. Thesis)

Veysel INCILI

GAZI UNIVERSITY

INSTITUTE OF SCIENCE TECHNOLOGY

January 2006

ABSTRACT

In this study, considering the Salavatlı Geothermal Field of the Aydın Province, a cooling system has been designed as an alternative to the common mechanic cooling systems for the purpose of meeting the need for cool depots and climating in social foundations, hotels and housing units. In this cooling system with absorption, which will work with the geothermal energy, LiBr-H₂O mixture has been used. Considering the usage of the available geothermal energy, the thermodynamic analysis of the cooling cycle with absorption, which works with the LiBr-H₂O couple, has been done. In the system analyses, the thermodynamic parameters have been studied, coefficients of performance (COP) have been calculated. The thermodynamic analyses of each element of the system have been done. As the application area, Köşk County Residential Construction Development, which is located in Köşk district of Aydın City and is 4 km far from the geothermal wells, has been chosen.

Science Code : 708.3.015
Key Words : Geothermal Energy, Cooling With Absorption
Number of Pages : 102
Adviser : Yrd. Doc. Dr. Kurtulus BORAN

TEŞEKKÜR

Çalıőmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren Hocam Yrd. Doç. Dr. Kurtuluş BORAN'a yine kıymetli tecrübe ve bilgilerinden faydalandığım Prof. Dr. Muhammed ELTEZ'e "Muğla Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Dekanı" , Menderes Jeotermal AŐ'ye, Yrd. Doç. Dr Tahir BENLİ'ye "Muğla Meslek Yüksekokulu Teknik Programlar Bölüm Baőkanı" Maden Mühendisi Alparslan ELDEMİR'e, ve çalıőmalarıma maddi ve manevi sürekli destek veren aileme teőekkürlerimi bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER**Sayfa**

ÖZET	iii
ABSTRACT	iv
TEŞEKKÜR.....	v
İÇİNDEKİLER	vi
ÇİZELGELER LİSTESİ	x
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	xi
RESİMLERİN LİSTESİ	xiii
HARİTALARIN LİSTESİ	xiv
SİMGELER ve KISALTMALAR	xv
1. GİRİŞ	1
2. ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİ	6
2.1. Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi:.....	6
2.2. Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimi.....	7
2.3. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemine Ait Temel Elamanlar ve Fonksiyonları	10
2.3.1. Jeneratör (Generator)	10
2.3.2. Kondenser (Condanser).....	11
2.3.3. Eriyik pompası (Solution Pump).....	11
2.3.4. Evaporatör	11
2.3.5. Absorber.....	12
2.3.6. Isı eşanjörü	12
2.3.7. Ayırıştırıcı	12

	Sayfa
2.3.8. Genleşme valfi	12
2.4. Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminde Kullanılan Akışkan Çiftleri:	13
2.5. Lityum Bromür-Su Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi	13
2.6. Sistemin Soğutma Yükünün Belirlenmesi	15
2.7. Lityumbromür- Su Akışkan Çifti Kullanılan Soğutma Makineleri	16
2.7.1. Sürekli çalışan pompasız absorbsiyonlu makine.....	16
2.7.2. LiBr-Su akışkan çiftli, tek etkili, pompalı, sürekli çalışan absorbsiyonlu makine	18
2.8. Absorbsiyonlu Çevrimin Buhar Sıkıştırılmalı Çevrimle Karşılaştırılması	18
2.9. Absorbsiyonlu Çevrimin Basınç Bölgeleri	21
3. JEOTERMAL ENERJİ	23
3.1. Jeotermal Enerjinin Doğası	23
3.2. Jeotermal Enerjinin Tarihçesi	24
3.3. Jeotermal Enerji İle İlgili Tanımlar	26
3.3.1. Jeotermal sistem	26
3.3.2. Jeotermal rezervuar	26
3.3.3. Jeotermal saha	27
3.4. Türkiye'nin Önemli Jeotermal Alanları	28
3.5. Dünya Üzerindeki Jeotermal Sahalar	29
3.6. Jeotermal Enerjinin Sınıflandırılması	30
3.7. Jeotermal Akışkanın Taşınması	33
3.8. Jeotermal Enerjiden Yararlanma	34
3.9. Jeotermal Enerji İle Soğutma	37

Sayfa

4. ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN ÇALIŞMA ÖZELLİKLERİ	38
4.1. Evaporatörün Özellikleri.....	38
4.2. Kondenserin Özellikleri:.....	39
4.3. Absorberin Özellikleri:.....	39
4.4. Generatörün Özellikleri:.....	41
4.5. Kütleli Debilerin Hesaplanması.....	42
4.6. LiBr-H ₂ O Eriyiğinin Sıcaklık-Basınç-Konsantrasyon Özellikleri:.....	43
4.7. Sistem Elemanlarının Isı Yüklerinin Belirlenmesi:	44
4.7.1. Generatör ısı yükü:.....	44
4.7.2. Kondenser ısı yükü:	44
4.7.3. Absorber ısı yükü:.....	44
4.7.4. Evaporatörün ısı yükü:	44
4.7.5. Isı değiştirgeci ısı yükü:	44
4.8. Sistemin Performans Katsayısı:	44
5. SİSTEM ELEMANLARININ BOYUTLARININ HESAPLANMASI	45
5.1. Evaporatör	45
5.1.1. Dış ısı iletim katsayısı	46
5.1.2. Evaporatör boyutları	47
5.2. Kondenser	50
5.2.1 İç ısı taşınım katsayısı	51
5.2.2. Yoğuşma film katsayısı.....	51
5.2.3. Toplam ısı transfer katsayısı ve kondenser boyutları.....	52
5.3. Isı Değiştiricisi	54

	Sayfa
5.3.1. İç ısı taşınım katsayısı	58
5.3.2. Dış ısı taşınım katsayısı.....	61
5.3.3. Toplam ısı transfer katsayısı ve ısı değıştirgeci boyutları.....	63
5.4. Absorber	64
5.4.1. İç ısı taşınım katsayısı	65
5.4.2. Dış ısı taşınım katsayısı.....	66
5.4.3. Toplam ısı transfer katsayısı ve absorber boyutları	68
5.5. Generatör	69
5.5.1. İç ısı taşınım katsayısı	69
5.5.2 Dış ısı taşınım katsayısı.....	72
5.5.3. Toplam ısı transfer katsayısı ve generator boyutları	73
6. MALİYET ANALİZİ	74
7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	76
KAYNAKLAR	78
EKLER	81
EK-1 Hesaplamalar	82
ÖZGEÇMİŞ	102

ÇİZELGELER LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. Jeotermal akışkan sıcaklıklarına göre kullanım alanları.....	35
Çizelge 4.1. LiBr-H ₂ O eriyiğinin sıcaklık-basınç-konsantrasyon değerleri:	43
Çizelge 5.1. Hava hızlarına göre toplam ısı transfer katsayıları	49
Çizelge 5.2. Çeşitli eriyiklerin ısı iletkenlikleri	60
Çizelge 5.3. Buhar kuruluk derecesinin bir fonksiyonu olarak iç ısı transfer katsayısı.....	71
Çizelge 6.1. Jeotermal enerjili absorpsiyonlu soğutma sisteminin işletme giderleri	74
Çizelge 6.2. Doğalgaz yakmalı absorpsiyonlu soğutma sisteminin işletme giderleri	75
Çizelge 6.3. Mekanik buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminin işletme giderleri	75

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevrimi	6
Şekil 2.2. Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevriminin şematik gösterimi.....	7
Şekil 2.3. Basit absorbsiyonlu çevrim.....	9
Şekil 2.4. Tek kademeli absorbsiyonlu sistem.....	10
Şekil 2.5. Lityum bromür-su eriyikli tek kademeli absorbsiyonlu soğutma çevrimi	15
Şekil 2.6. Sürekli çalışan absorbsiyonlu çevrim	17
Şekil 2.7. Platen&Munters/Electrolux makinesi.....	20
Şekil 2.8. Absorbsiyonlu makinede basınç bölgeleri	21
Şekil 3.1. İdeal bir jeotermal sistemin şematik gösterimi	27
Şekil 3.2. Jeotermal enerjinin Türkiye’de ve Dünyada değerlendirilmesi ve karşılaştırılması	36
Şekil 3.3. Jeotermal enerjinin dünyadaki kullanımları ile ilgili yüzdesel dağılımı	36
Şekil 4.1. Evaporatör (buharlaştırıcı) sıcaklığının bir fonksiyonu olarak generatör (kaynatıcı) sıcaklığı, COP ve zengin eriyik konsantrasyonu değeri	38
Şekil 4.2. LiBr-H ₂ O eriyiğinin sıcaklık-basınç konsantrasyon diyagramı	40
Şekil 4.3. LiBr-H ₂ O karışımında entalpi- LiBr ağırlık oranı	41
Şekil 5.1. Karşıt çapraz akışlı evaporatör	46
Şekil 5.2. Dairesel kanatlı borulardan çapraz akışlı geçiş için sürtünme faktörleri ve ısı transfer katsayıları, yüzeyler	46
Şekil 5.3. Dairesel kanat verimi	48
Şekil 5.4. Su soğutmalı kondenserler için soğutma suyu hızının toplam ısı transfer katsayısı üzerinde etkisi	500
Şekil 5.5. Düzeltme faktörü	533

Şekil	Sayfa
Şekil 5.6. Karşıt akışlı ısı değiştirgeci.....	54
Şekil 5.7. LiBr-su eriyiğinin özgül ısısı	56
Şekil 5.8. LiBr-su eriyiği yoğunluğu	59
Şekil 5.9. LiBr-su eriyiği viskoziteleri	59
Şekil 5.10. 20 °C'de LiBr ağırlığının bir fonksiyonu olarak LiBr-su eriyiğinin ısıl iletkenliği	60
Şekil 5.11. Karşıt akışlı ısı değiştirgeci için etkenlik katsayısı.....	64
Şekil 5.12. Absorber.....	65

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 3.1. Aydın Salavathı jeotermal sahası.....	27

HARİTALARIN LİSTESİ

Harita	Sayfa
Harita 3.1. Türkiye’de bulunan önemli jeotermal alanlar	29
Harita 3.2. Dünyadaki önemli jeotermal kuşaklar ve levha plaka sınırları.....	30

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklama
A	Alan (m^2)
C_p	Sabit Basınçta Özgül Isı (J/kgK)
COP	Performans Katsayısı
D	Boru çapı (m)
e_t	Et kalınlığı
g	Yer çekimi ivmesi (m/s^2)
G	Kütle hızı (kg/sm^2)
Gr	Grashof sayısı
H	Isı taşınım katsayısı (W/m^2K)
h	Entalpi (kJ/kg)
k	Isı iletim katsayısı (W/mK)
L	Boru Uzunluğu (m)
M	Kütleli debi (kg/s)
n	Boru sayısı (adet)
Nu	Nusselt sayısı
P	Basınç (N/m^2)
Pr	Prandtl sayısı
Q	Isı yükü (kw)
Re	Reynolds sayısı
R_f	Kirlenme faktörü
T	Sıcaklık (K)
U	Toplam ısı transfer katsayısı (W/m^2K)
v	Özgül hacim(m^3/kg)
V	Akışkan hızı (m/s)
X	Konsantrasyon

Simgeler β ε η Δt_m μ ρ ν **Açıklama**Hacimsel genleşme katsayısı (K^{-1})

Isı değiştirgeci etkenliği

Verim

Logaritmik sıcaklık farkı

Viskozite (kg/ms)

Yoğunluk

Kinematik viskozite (m^2/s)**Kısaltmalar****Abs****c****ç****d****evap****f****g****gen****h****ıd****i****kon****l****max****ort****r****v****w****Açıklama**

Absorber

Soğuk akışkan, fakir eriyik

Çıkış durumu

Dış

Evaporatör

Film

Giriş durumu

Genaratör

Sıcak akışkan, zengin eriyik

Isı değiştirici

İç

Kondenser

Sıvı

Maksimum

Ortalama

Soğutkan

Buhar

Cidar

1.GİRİŞ

Enerji, üretim işlemlerinde kullanılması zorunlu bir girdi ve refah düzeyinin yükseltilmesi için gerekli bir hizmet aracı olarak, ekonomik ve sosyal kalkınmanın temel taşlarından birisidir. Bu nedenle ekonomiye, yeterli ve güvenilir enerjinin yerinde, zamanında ve düşük maliyetle sağlanması büyük önem taşımaktadır (1).

Günümüzde enerji fiyatlarının artması, özellikle fosil kökenli kaynakların sınırlı olması nedeniyle, yeni kullanılabilir enerji kaynaklarının araştırılması ve bugün kullanılan sistemlerde enerji tasarrufuna yönelik çalışmalar önem kazanmaktadır(2). 1990'ların sonuyla 2020 arasında dünya enerji tüketiminin nüfus artışı, süren kentleşme ve ekonomik endüstriyel büyüme nedeniyle yaklaşık %60 artması bekleniyor. En fazla alanda kullanılan enerji türü olan elektriğin tüketimi birçok tahmine göre daha da fazla artacak ve %70'lik bir tırmanış kaydedecektir. Bu artışın en önemli kısmının gelişmekte olan ülkelerde gerçekleşmesi bekleniyor. Bugün bu ülkelerde yaklaşık 2 milyar kişi elektrik ve doğal gaz gibi modern enerji türlerinden yoksun yaşıyor. Ulusal ve uluslararası kuruluşların tahminlerine göre artan enerji ihtiyacının çoğu fosil yakıtlardan karşılanması bekleniyor. Ne var ki bu talebin karşılanması için kullanılacak olan geleneksel yakıtlar ve teknolojiler doğal çevreyi, halk sağlığını ve refahını ve uluslar arası istikrarı daha da fazla tehlikeye sokacaktır (2). Ülkemiz ve dünya büyük bir enerji dar boğazı içerisindedir. Petrol ve mevcut enerji fiyatları günden güne artmaktadır. Bununla beraber dünya enerji tüketiminin büyük bir bölümü soğuk üretimine gitmektedir. Sıcak bölgelerdeki elektrik tüketiminin %40'a varan bir bölümü soğutmaya harcanmaktadır (3). Ülkemizde ise üretilen elektriğin yüzde 7'si klima- soğutma endüstrisinde kullanılmaktadır (4).

Yenilenebilir enerjiler artık olgunluk çağına girdi. On yılı aşkın bir süredir. Çift basamaklı olarak devam eden büyüme oranları yenilenebilir enerjiyi milyarlarca dolarlık küresel bir sektör haline getirdi. Birçok ülkede rüzgâr enerjisi yenilenebilir enerjinin başını çekiyor ve bazı bölgelerde ve ülkelerde elektrik ihtiyacının %20'sini karşıladığı gibi, maliyet açısından geleneksel enerji teknolojileriyle rekabet edebiliyor. Solar hücre teknolojisi, bugün gelişmekte olan ülkelerde yüzlerce milyon

kişiyeye çağdaş enerji hizmetleri sunmakta en ucuz seçenek. Yenilenebilir enerji, elektrik üretebilir, ısıtma ve soğutmada kullanılabilir, su pompalama gibi mekanik işleri yapabilir ve yakıt üretebilir kısacası geleneksel enerjinin yaptığı her şeyi yapabilir. Yenilenebilir enerji teknolojileri bugün hem risk sermayesini, hemde çok uluslu şirketlerin sağladığı finansmanı kendine çekiyor. BP ve Royal Dutch/Shell gibi iki petrol devi, yenilenebilir enerjinin gelişimi için yüz milyonlarca dolar yatırım yapmış bulunuyorlar. Bu yatırımlar, petrol ve doğal gazla yaptıkları yatırımların yanında devede kulak kalsa da doğru yönde atılmış birer adım. BP şuanda solar hücre alanında dünya piyasasının yüzde 20'sini elinde tutuyor ve güneş enerjisi alanındaki cirosunu 2007'de 1 milyar ABD dolarına çıkarmayı planlıyor. Shell'in hedefi ise denizde kurulu rüzgâr enerjisi alanında dünya lideri olmak. Önümüzdeki birkaç yıl içinde büyük şirketlerin yenilenebilir teknolojiye yapacakları yatırımlar en az 10–15 milyar doları buluyor. Bütün dünyada temiz enerji yatırımlarının da 2001–2010 arasında sekize katlanarak her yıl 80 milyar doları aşması bekleniyor. Bu yenilenebilir enerji kaynaklarından önemli olanlarından biriside jeotermal enerjidir. Ülkemizin çeşitli bölgelerinde jeotermal enerji direkt ve dolaylı olarak kullanılmaktadır. Soğutma teknolojilerinde de 70 dereceden sonraki sıcaklıklarda soğutma imkânı doğmaktadır.

Doğada kendiliğinden var olan jeotermal ısı enerjisini, soğutmada kullanmak için en uygun yöntemlerden biri absorpsiyonlu soğutma sistemidir. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde, çok az mekanik enerjiye ihtiyaç duyulurken, sisteme verilen ısı enerjisi oldukça fazladır. Bu nedenle, bu sistemlerde her türlü enerji kaynağı kullanılabilmeyle beraber, ısı enerjisinin ucuz olduğu jeotermal enerji ve atık enerjinin kullanılabilir olması absorpsiyonlu soğutma sistemlerini cazip hale getirmiştir (5).

Uzak Doğu ve Orta Asya'da birçok ülke enerjinin kıymetli olduğunun farkına varmış ve absorpsiyonlu soğutma sistemleri üzerine çalışmalar yapmışlardır. Halen bu ülkelerde yüzde 80 gibi bir oranda absorpsiyonlu soğutma sistemleri kullanılmaktadır (4).

Absorbsiyonlu soğutma çevrimlerinde, mekanik kompresyonlu soğutma sistemlerindeki kompresör yerine soğurucu, karışım pompası, ayırıcı ile basınç düşürücü vana kullanılır. Diğer sistemlerde kullanılan yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve genişleme vanası bu soğutma sistemlerinde de kullanılmaktadır.

Absorbsiyonlu soğutma sistemi 1777 yılından beri bilinmektedir. İlk defa Michael Faraday tarafından NH_3 'ü yoğuşturma deneyleri sırasında keşfedilen absorbsiyon prensibi daha sonra bir soğutma çevrimi olarak uygulanıp bundan yararlanılmaya başlanmıştır. Soğutucu olarak NH_3 ve absorbent olarak su kullanılan ilk absorbsiyonlu soğutma sistemi bir Fransız olan Ferdinand Carre tarafından icat edilmiş olup 1860 yılında Amerika'da patenti alınmıştır. Sürekli çalışan ilk sistem olan bu cihazla 1872 yılında bir miktar buz üretilmiştir (6).

Geliştirilmiş iki ayrı tip absorbsiyonlu soğutma sistemi olup, bunlar LiBr-su ve NH_3 -su ikili karışımlarıyla çalışmaktadır. Soğutucunun su olması durumunda soğurucu madde LiBr, soğutucunun amonyak olduğu durumda ise soğurucu madde sudur. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin avantajı 80–120 $^{\circ}\text{C}$ sıcaklıktaki ısı kaynağı yardımıyla çalışmasıdır. Bu enerji ise güneş, jeotermal ve endüstriyel atık buhar kaynaklarından sağlanabilir (7).

Absorbsiyonlu soğutma sistemi ile buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sistemi arasındaki tek fark kompresördür. Absorbsiyonlu sistemlerde, kompresör, görevini kaynatıcı ve absorberden oluşan ısı eşanjörleri grubu gerçekleştirmektedir. Her iki sistemde de bir yoğuşturucu, bir kısılma vanası ve buharlaştırıcı bulunmakla beraber, absorbsiyonlu sistemde bunlara ilave olarak; absorber, pompa ve kaynatıcı bulunmaktadır (7).

Buharlaştırıcıdan gelen soğutucu akışkan buharı, içinde absorbent bulunan bir hücreye girerek absorbent tarafından emilir. Soğutucu madde ile zenginleşen karışım kaynatıcı bölümüne sevk edilerek burada ısıtılır ve soğutucu madde daha yüksek basınca buharlaştırılır. Absorbent, zayıf eriyik durumunda, tekrar absorbere dönerek soğutucu maddeyi emme görevini tekrarlar.

Bu çalışmada yukarıda bahsedilen LiBr-H₂O absorpsiyonlu soğutma sistemi ele alınmıştır. Aydın ili Salavatlı Jeotermal bölgesi dikkate alınarak, bölgeye 4 km uzaklıktaki 64 daireli Köşk Kent konut yapı kooperatifi jeotermal enerji kaynağı kullanılarak LiBr-H₂O soğutucu akışkan çifti kullanılarak sistemin projelendirilmesi ve diğer alternatif soğutma sistemleri ile karşılaştırılmasının analizi yapılmıştır.

Altenkirch; Mcnelly; Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan ikili karışımlar üzerinde tam bir araştırma 1913 yılında Edmund Altenkirch tarafından yapılmıştır. 1979 yılında Lowel A.Mcnelly, LiBr-su akışkan çiftinin fiziksel ve termodinamik özelliklerini tablo ve diyagramlar halinde yayınlamıştır (8).

S.Schulz; bir takım boyutsuz sayıları temel alarak amonyağın sıvı ve gaz fazları için Gibs fonksiyonlarını ve denklemlerdeki katsayıları vermiştir (9-10).

H. Perez-Blanco; 1984 yılında değişik tiplerdeki eriyikler için absorpsiyonlu ısı performansını incelemiştir. Absorpsiyonlu ısı pompalarına ilginin artması yeni akışkanların araştırılmasına vesile olmuştur. Bu sebeple H. Perez-Blanco bu çalışmada amonyak içeren hangi tip eriyiğin optimum ısı performans vereceğini araştırmak için, eriyikleri basit bir ısı pompası modeline uygulamıştır (11).

Özal, Ataer ve Göğüş; 1987 yılında amonyak soğutuculu, su soğuruculu sistemin, simülasyonunu yapmışlardır. Analizi yapılan sistemde performans katsayısı ve dolaşım oranının, ayırıcı, soğurucu ve buharlaştırıcı sıcaklıklarıyla değişimlerini incelemişlerdir. Ayrıca bu çalışmada ısı değiştirgeçlerindeki tersinmezlikler ve sistemdeki basınç kayıpları dikkate alınarak, sistemin performans katsayısını arttırmak için zengin karışımın bir miktarı soğurucu çıkışından ayrılarak ayırıcıya verilmiştir (12).

Yiğit; 1989 yılında absorpsiyonlu soğutma sisteminin simülasyonu adlı bir çalışma yapmış, bu çalışmasında absorpsiyonlu soğutma sistemi elamanlarını ayrı ayrı modelleyerek tüm sistemin simülasyonunu yapmıştır. Özellikle absorber üzerinde durduğu bu çalışmasında soğutucu akışkan çifti olarak LiBr-su çiftini almıştır (13).

L. Kairouani ve E. Nehdi, 2004 yılında yapmış oldukları çalışmada jeotermal enerji kullanarak konvansiyonel bir sıkıştırma sistemi ile desteklenmiş buhar teadrik sistemi kurmanın olasılıklarını incelemiştir. Konvansiyonel sıkıştırma sistemi için üç çalışan sıvı (R717, R22 ve R134a), ve emme sistemi için amonyak-su çiftini seçmişlerdir.

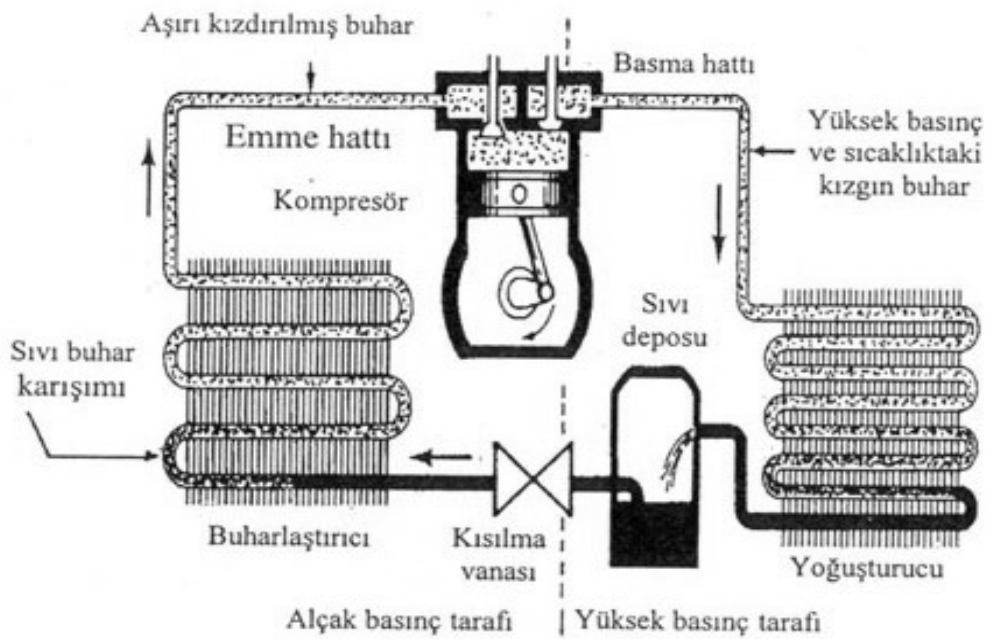
Sonuç olarak birleşik sistemdeki COP'nin tek aşamalı soğutma sistemi COP'undan yüksek olduğunu bulmuşlardır. COP'un aynı çalışma koşullarında, buharlaşma ısısı 263 K ve yoğunlaşma ısısı 308 K'da, Konvansiyonel sisteme kıyasla % 37-54 arasında geliştirilebileceğini bulmuşlardır (14).

Bourouis, Valles, Medrano ve Coronas, 2004 yılında yapmış oldukları çalışmalarında su-soğutmalı pürüzsüz dikey tübün, iç çepherinde dalgalı laminar düşen sıvı solusyonunun (LiBr + Lil + LiNO₃ + LiCl) su buharının emilmesi üzerine deneysel bir çalışma yapmışlardır. Soğutma için 30-45 °C aralığında su dereceleri seçilerek hava-soğutma termal şartları simule etmişlerdir. Sonuç olarak Su-LiBr çözeltilerinde yapılan aynı deneysel kurulumda elde edilen sonuçlar ile karşılaştırmışlardır. % 64.2 konsantrasyon su - (LiBr + Lil + LiNO₃ + LiCl) ile elde edilen Emme akıntıları % 57.9 'de su-LiBr ile elde edilenlere göre % 60 daha fazla olduğunu bulmuşlardır (15).

2. ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİ

2.1. Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimi

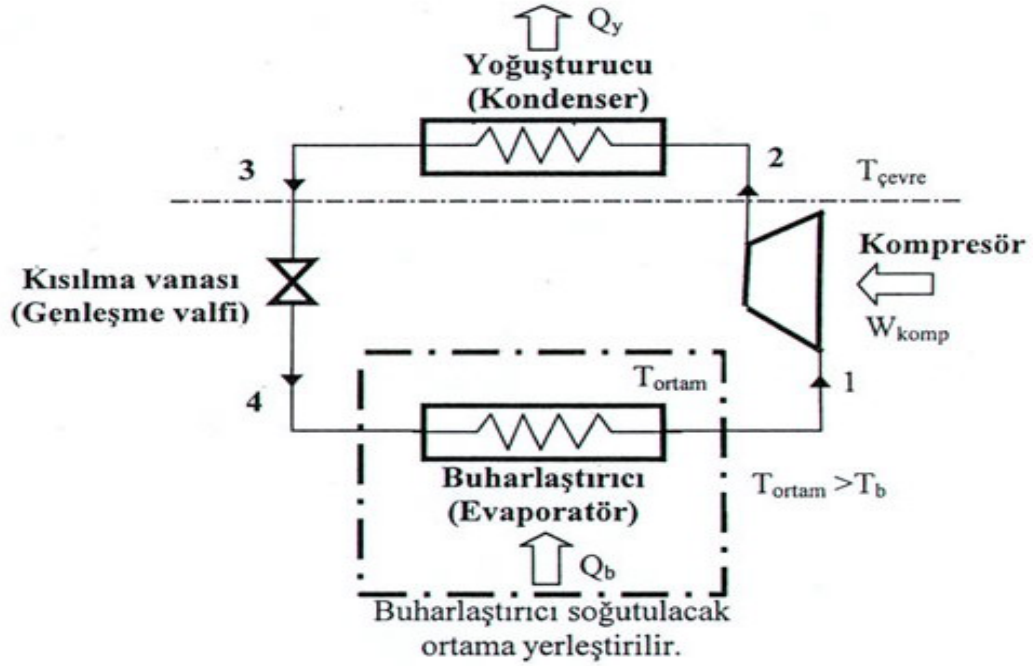
Buhar sıkıştırma mekanik bir soğutma çevriminde iki ana bölüm mevcuttur. Bu iki bölüm, alçak ve yüksek basınç tarafı olarak adlandırılır. Alçak ve yüksek basınç taraflarından oluşan soğutma çevrimi dört ana elmandan oluşmaktadır. Bu elamanlar sırasıyla; kompresör, yoğuşturucu (kondenser), buharlaştırıcı (evaporatör) ve kısılma vanası (genleşme valfi)'dir. Bu dört elmandan birinin eksik olması halinde soğutma çevrimi oluşamaz.



Şekil 2.1. Buhar sıkıştırma mekanik soğutma çevrimi

Buhar sıkıştırma mekanik soğutma sisteminde; kompresörde yüksek basınca sıkıştırılan soğutucu akışkan kızgın buhar halde yoğuşturucuya gönderilir. Burada, çevreye ısı vererek yoğuşan soğutucu akışkan, kısılma vanasında alçak basınca kısılarak ıslak buhar halinde kompresör tarafından emilir. Böylece çevrim sürekli olarak tekrarlanır. Buhar sıkıştırma mekanik soğutma çevrimi aşağıdaki şematiği diyagramda görülmektedir.

Soğutucu akışkanın peşpeşe bu işlemlerden geçmesi, soğutma çevrimi olarak adlandırılmaktadır (16).



Şekil 2.2. Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevriminin şematik gösterimi

2.2. Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimi

Absorbsiyonlu soğutma çevrimi buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine oldukça benzer. Soğutma yükü soğutucu akışkanın buharlaştırıcıda buharlaşmasıyla karşılaşılır. Buhar sıkıştırırmalı çevrimdeki mekanik işlemin yerini, absorbsiyonlu soğutma sisteminde fiziko kimyasal işlemler almıştır. Buhar sıkıştırırmalı çevrimdeki kompresör yerini, absorbsiyonlu sistemlerde termik kompresör adı verilen absorber-kaynatici çifti almaktadır (16).

Genel olarak absorbsiyon prensibi, karşılıklı çözünürlüğü olan maddelerin yüksek sıcaklıklarda daha az, düşük sıcaklıklarda ise daha fazla çözünür olmasıdır.

Kompresörlü sistemlerde soğutucu akışkan olarak freon gazları kullanılır. Absorbsiyonlu sistemlerde ise iki akışkan çiftinden oluşan solüsyon, lityum

bromür+su ve amonyak+su solüsyonları kullanılır. Bu solüsyonların birincisinde LiBr absorbent su ise soğutucu akışkandır. İkincisinde ise su absorbent amonyak soğutucu akışkandır.

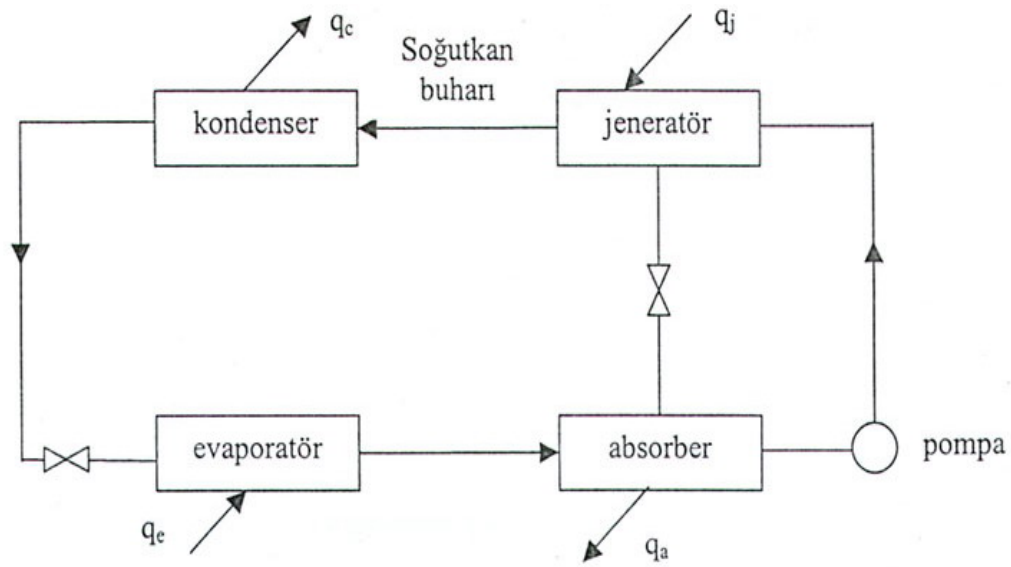
Absorbsiyonlu soğutma sistemini meydana getiren başlıca elemanlar; kaynatıcı, yoğuşturucu, buharlaştırıcı, absorber ve sıvı ısı değiştirici (ekonomizer) olarak tanımlanır. Soğutucu akışkan soğutma sisteminin her tarafında dolaşır. Yutucu akışkan ise sadece kaynatıcı, absorber ve ısı değiştirici arasında dolaşır.

Absorbsiyonlu soğutma sisteminin çalışma prensibi şöyledir:

Absorberden çıkıp bir pompa vasıtasıyla ısı değiştiricisinden geçerek ısınan LiBr bakımından fakir eriyik kaynatıcıya gelir. Burada dışarıdan verilen ısıyla (sıcak su, buhar, doğal gaz veya LPG gibi yakıtların yakılması sonucu soğutucu akışkan tamamen buharlaşarak eriyikten ayrılır. Buharlaşarak kaynatıcıyı terk eden soğutucu buharı, yoğuşturucuya girer. Kaynatıcıda eriyik içinden soğutucu buharının ayrılmasıyla LiBr bakımından zenginleşen eriyik (zengin eriyik) ısı değiştiricisinden geçip fakir eriyiğe ısı verdikten sonra absorbere geri döner. Kaynatıcıdan buharlaşarak yoğuşturucuya giren soğutucu buharı burada yoğuşarak dışarıya ısı atar. Yoğuşma basıncı, izafi olarak buharlaşma basıncından yüksektir. Her iki basınç mutlak olarak atmosfer basıncının altındadır (17).

Basınç kayıpları düşünülmezse, kaynatıcı yoğuşturucu basıncında, absorber ise buharlaştırıcı basıncındadır. Yoğuşturucuda tamamen yoğuşmuş olarak çıkan soğutucu akışkan izafi olarak düşük basınçta çalışan buharlaştırıcıya girmeden evvel bir kısma vanasından geçirilir. Buharlaştırıcıya kısılarak giren soğutucu akışkan burada buharlaşarak gerekli soğutma yükünü ortamdan çeker. Buharlaştırıcıdan kızgın veya doymuş halde çıkan soğutucu buharı absorbere girer. Absorberde, ısı değiştiricisinden geçip ısı verdikten sonra bir kısma vanasından absorber basıncına kısılan zengin eriyik, buharlaştırıcıdan gelen soğutucu buharını yutar. İşlem esnasında ısı açığa çıkar. Yutma işleminin gerçekleşmesi için açığa çıkan ısının absorberden atılması gerekir. Absorber içinde tekrar fakir hale gelen eriyik bir pompa vasıtasıyla tekrar kaynatıcıya gönderilir. Isı kayıplarını azaltmak için

absorberden kaynatıcıya gönderilen fakir eriyik kaynatıcıdan dönen zengin eriyik tarafından bir ısı değiştiricisinde ısıtılır. Pompaya verilen küçük bir enerji haricinde absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalışması için dış bir mekanik enerjiye ihtiyaç yoktur. Kaynatıcıda verilen ısı enerjisiyle sistem çalışır. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde, soğutucu akışkan iki kere buharlaştırılıp yoğuşturulmaktadır. Oysa buhar sıkıştırmalı soğutma sisteminde bu işlem bir kere olur. İlave buharlaşma-yoğuşma mekanik enerjinin yerini alan fiziko- kimyasal bir işlemdir (13).



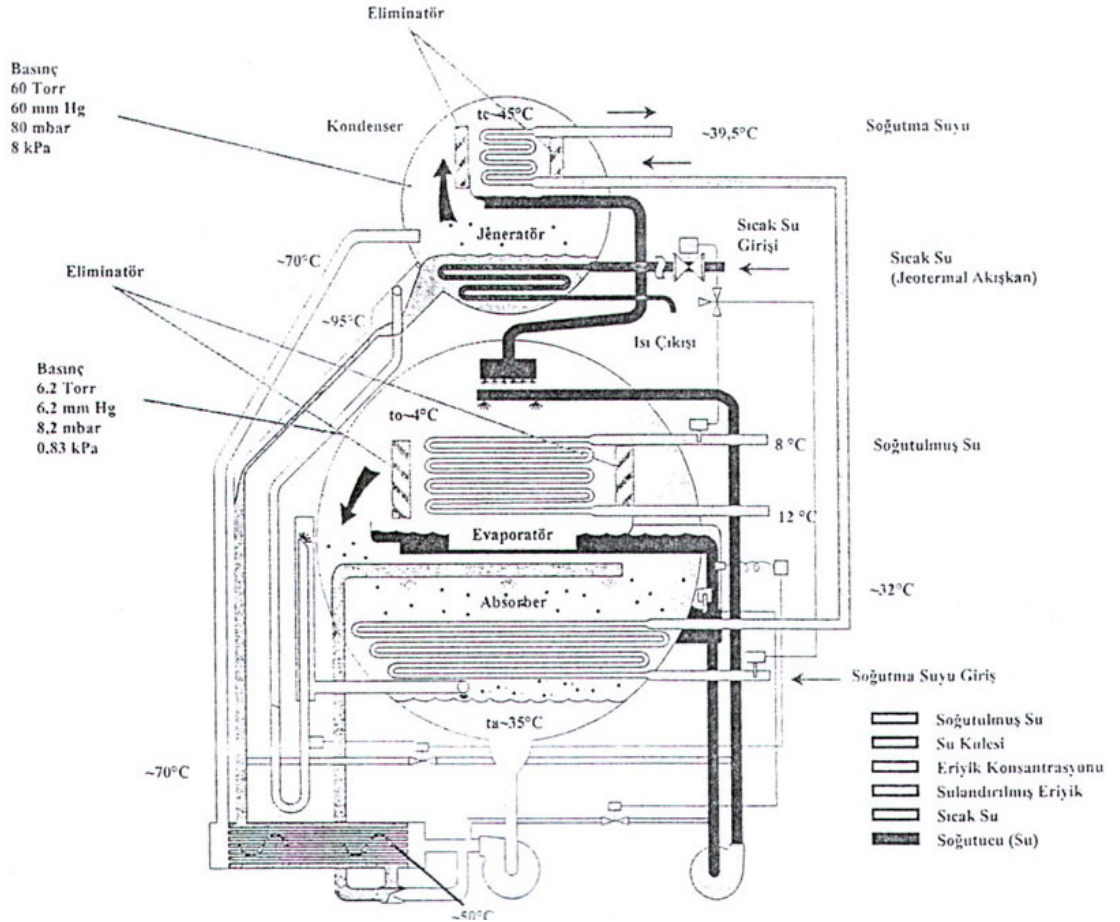
Şekil 2.3. Basit absorpsiyonlu evrim

Şekilde de gürüldüğü gibi basit bir absorpsiyonlu soğutma sistemi buhar sıkıştırmalı soğutma sistemine benzemesine karşılık kompresörün yerini absorber, pompa ve jeneratör almıştır. Soğutkan ve soğutucu karışımı eriyik bu elemanlar içerisinde dolaşır. Soğutkan ise yalnızca kondenser, genleşme valfi ve evaporatörde dolaşır. Isı, jeneratörde soğutkan ve soğutucu karışımı eriyik bu elemanlar içerisinde dolaşır. Soğutkan ise yalnızca kondenser, genleşme valfi ve evaporatörde dolaşır. Isı, jeneratörde soğutkan ve soğutucu sıvı eriyiğine transfer edilir ve jeneratörde soğutkan buharı karışımından ayrılır. Absorberde ise bu olayın tersi olur.

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin genel olarak performansları yeni sisteme verilen birim enerjiye karşılık alınan soğutma etkisi zayıftır. Fakat güneş, jeotermal

veya bir güç santralinden atılan ısı absorpsiyonlu soğutma için iyi ve ekonomik bir ısı kaynağı olabilir (18).

2.3. Absorpsiyonlu Soğutma Sistemine Ait Temel Elamanlar ve Fonksiyonları



Şekil 2.4. Tek kademeli absorpsiyonlu sistem

2.3.1. Jeneratör (Generator)

Boylar veya kaynatıcı olarak da adlandırılmaktadır. Jeneratörde verilen ısı ile soğutkan buharı fakir eriyikten ayrıştırılmaktadır. Ön ısıtma eşanjöründen üst kısma gelen solüsyon, bu bölümdeki buhar/sıcak su (steam/hotwater) bataryası vasıtasıyla yüksek sıcaklıklarda ısıtılır ve içinde ihtiva ettiği suyun bir miktarı buharlaşarak ayrılır. Ayrılan su-soğutucu akışkan buharı (refrigerant vapour) kondenser bölümüne

geçer ve geride kalan LiBr oranı artmış solüsyon, zengin karışım (strong solution) haline gelir ve buradan tekrar aşağıya ısı eşanjörüne indirilerek, kendisi gibi absorberden jeneratöre pompalanan fakir karışım tarafından soğutulur.

2.3.2. Kondenser (Condanser)

Sistemin tasarımına uygun olarak sıvı veya hava soğutmalı olabilirler. Jeneratörden gelen soğutkan buharının sıcaklığını düşürerek yoğuşmasını sağlamaktadır. Jeneratörden gelen subuharı (refrigerant vapour), eliminatörden geçerek bu bölümdeki soğutma kulesinden gönderilen soğutma suyu (cooling water) ihtiva eden batarya vasıtasıyla ısı alınıp alınıp yoğuşturulur ve su haline getirilerek alt tavada biriktirilir.

2.3.3. Eriyik pompası (Solution pump)

Seyreltilmiş- fakir karışimli solüsyon (dilute solution) absorber adı verilen bölümün alt kısmında biriktirilir. Buradan solüsyon pompası yardımı ile ısı eşanjörüne (solution heat exchanger) ön ısıtılma amacı ile gönderilir. Genellikle kapalı tip pompalar seçilmektedir.

2.3.4. Evaporatör

Sıvı soğutkanın ortam ısını alarak buharlaştığı kısımdır. Genellikle karşı akımlı olarak tasarlanmaktadır. Kondenserde biriken su (refrigerant liquid) buradan evaporatörde nozullar vasıtasıyla soğutma bataryası üzerine püskürtülür. Bu haznedeki alçak basınç (6 mm Hg), su zerreciklerinin 3–4 °C gibi sıcaklıklarda buharlaşmasına sebebiyet verir. Buharlaşmanın etkisi ile soğutma bataryası içinden geçmekte olan akışkanının (chilled water) ısı alınıp alınıp soğutma işlemi yapılır. Buharlaşmayan su partikülleri evaporatörün alt kısımdaki tavada biriktirilerek buradan pompa vasıtasıyla tekrar nozullara gönderilir.

2.3.5. Absorber

Dış görünümü ile yoğuşturucuya benzemekle beraber, iç kısmı iyi bir karışım sağlayacak şekilde bir veya daha fazla sayıda üst üste levhalardan oluşmaktadır. Jeneratörden gelip, ısı eşanjöründe bir miktar soğutulan orta konsantreli LiBr solüsyonu, bu bölümdeki nozullardan püskürtülür. Püskürtülen LiBr zerrecikleri, evaporatördeki su buharını absorber bölümüne çekme ve emme gücünü göstererek evaporatörde ekstra bir vakum etkisi yapar. Absorber kısmına çekilen su buharı, gene bu bölümde mevcut soğutma suyu bataryası (soğutma kulesinden gelen su, kondensere oradan da absorbere gönderilmektedir.) ile ısı alınıp yoğuşturulur. Absorberin alt kısmında ile karışıp seyreltilmiş fakir karışım haline gelir. Böylelikle gene çevrimin başlangıç noktasına gelinmiş olur.

2.3.6. Isı eşanjörü

Ön ısıtıcı ve ön soğutucu olmak üzere iki adet ısı değiştirgeci kullanılabilir. Genellikle karşı akımlı olarak imal edilirler.

2.3.7. Ayrıştırıcı

Eğer sistemde amonyak-su akışkan çifti kullanılıyorsa ayrıştırıcı kullanılması gerekir. Ayrıştırıcı, jeneratörü tamamlayan bir kısımdır. Jeneratörden gelen soğutkan buharının içindeki çok az miktardaki suyu yoğuşturarak kuru soğutkan buharı sağlamaktadır.

2.3.8. Genleşme valfi

Sistemde iki adet mevcuttur. Bunlardan biri soğutkan eriyiğin diğeri ise zengin eriyiğin basıncını düşürmek için kullanılmaktadır.

2.4. Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminde Kullanılan Akışkan Çiftleri

Herhangi bir soğutma sisteminde önemli noktalardan biri uygun çalışma akışkanının seçimidir.

Soğutkan- absorbent çiftinin özellikleri; arandığında hemen bulunabilir olması, ucuz olması, viskozitelerinin düşük olması, soğutkan için yüksek buharlaşma ısısı, zehirli olmaması, korozif olmaması, kararlı ve absorbent içinde soğutkanının yüksek eriyebilirlikte olması istenir.

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan akışkan çiftlerinin seçiminde göz önünde bulundurulması gereken bazı özellikler şunlardır;

1. Çalışma şartlarında absorblayıcının katı halde bulunmaması gerekir.
2. Soğutucu akışkanın absorbent akışkandan daha uçucu olması ve böylece zengin eriyikten kolayca ayrılması gerekir.
3. Soğutucu akışkanın buharlaşma ısısı yüksek olmalıdır.
4. Absorbent içindeki soğutucu akışkanın çözünebilirliği yüksek olmalıdır.
5. İyi bir absorbsiyon işleminin gerçekleşmesi için soğutkan ve absorbentin birbirine karşı afinitesi(İlgisi) yüksek olmalıdır.
6. Eriyiklerin viskoziteleri çalışma şartlarında düşük olmalıdır.
7. Uzun çalışma şartlarında akışkan çifti stabil olmalıdır.
8. Korozyon tesiri az ve emniyetli olmalıdır.
9. Çevreye zarar vermemelidir.

2.5. Lityum Bromür-Su Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi

Lityum bromür-su absorbsiyonlu sistem son zamanlarda iklimlendirme uygulamalarında oldukça kullanılan bir sistem olmuştur. Lityum bromür-su bileşiminde su soğutkan, lityum bromür absorbenttir. Lityum bromür normalde katı halde olmasına rağmen su ile karıştırıldığında sıvı bir eriyik haline gelir. Suyun buharlaşma ısısı yüksektir, maliyeti düşüktür, kolay bulunur ve zehirli değildir.

Lityum bromür uçucu değildir. Su, jeneratörde kolaylıkla lityum bromürden ayrılır ve bir arıtma cihazı gerektirmez. Bu çiftin performans katsayısı (COP) değeri $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ çiftine oranla daha büyüktür. Bu sistemin tek olumsuzluğu, buharlaştırıcısının 4°C 'nin altında çalışmamasıdır. Şekil 2.5'de tek kademeli soğutma çevrimi görülmektedir

Bu sistemin çalışma prensibini yukarıdaki şekil üzerindeki noktalara verilen numaralardan yararlanarak aşağıdaki şekilde özetlemek mümkündür (6-19).

2-3 yüksek basınçta bulunan sıvı haldeki soğutucu akışkanın basıncı düşürülerek evaporatöre gönderilir (Şekil 2.5).

3-4 basıncı düşen soğutucu akışkan ortam ısını alarak evaporatörde buhar haline geçer (Şekil 2.5).

4- 5 soğutucu akışkan buharı absorbere giderek burada zengin eriyikle birleşip fakir eriyiği meydana getirir (Şekil 2.5).

5- 6 fakir eriyik pompa tarafından ısı değiştiriciye pompalanır (Şekil 2.5).

6-7 fakir eriyik bir ısı değiştiricisinden ve bir miktar ısı alır (Şekil 2.5).

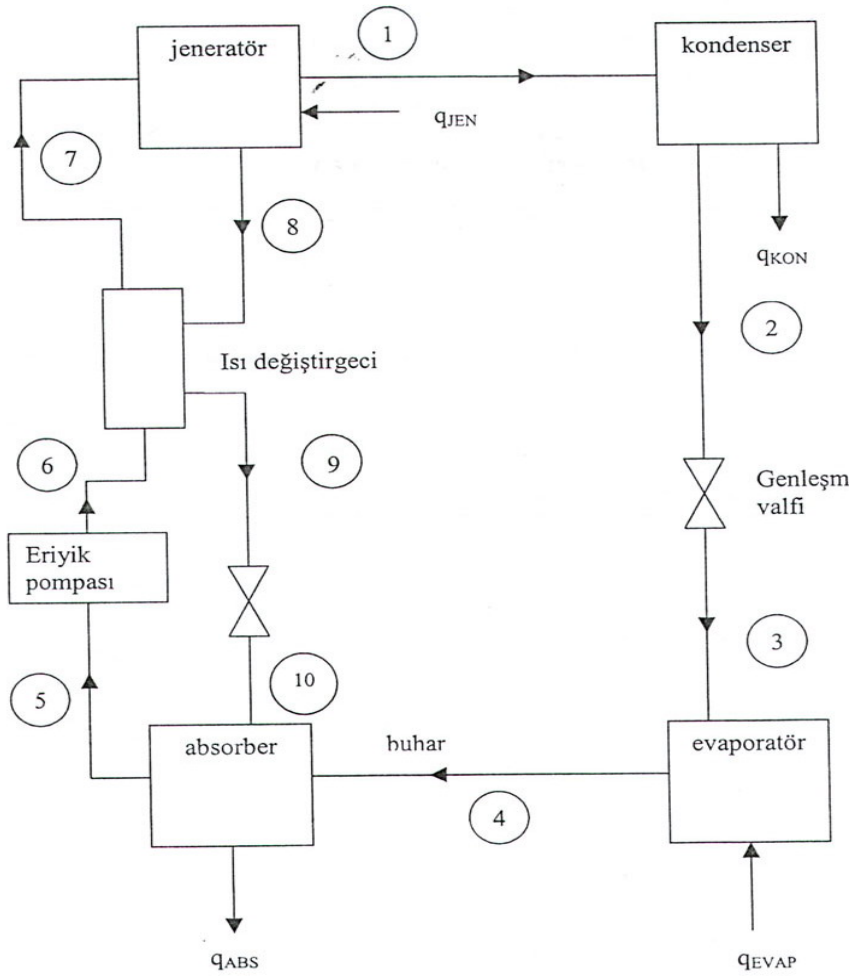
7-8 fakir eriyik jeneratöre gelir. Jeotermal enerjisi ile sağlanan jeneratör ısı (q_{jen}) ile zengin eriyik içindeki soğutucu akışkan absorbentten ayrılır (Şekil 2.5).

8-9 jeneratörden ayrılan zengin eriyik ısı değiştiriciye gider. Zengin eriyiğin çoğunluğunu absorbent madde teşkil etmektedir (Şekil 2.5).

Zengin eriyik ısı değiştiricide jeneratörden aldığı enerjinin bir kısmını absorberden jeneratöre gitmekte olan fakir eriyiğe vererek onu ısıtır.

9-10 yüksek basınçta bulunan zengin eriyik genişleme valfi ile basıncı düşürülerek düşük basınçta absorbere gelir (Şekil 2.5).

1-2 buhar halindeki soğutucu akışkan sıvı hale geçer ve çevrim böylece devam eder (Şekil 2.5).



Şekil 2.5. Lityum bromür-su eriyikli tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevrimi

2.6. Sistemin Soğutma Yükünün Belirlenmesi

Absorpsiyonlu iklimlendirme veya soğutma sistemi, gerekli soğutma yüküne dizayn edilir. Bir sistemin soğutma yükü şu faktörlere bağlıdır (20-21).

1. Isı iletimi (transmisyon): Yapının duvar, döşeme, tavan gibi elemanlarından meydana gelen ısı transferi.
2. Havalandırma: Kapıların açılıp kapanması, yapıdaki çatlaklar ve havalandırma amacıyla içeri alınabilecek hava.
3. Ortamdaki nesnelere gelen ısı kazancı: aydınlatma, aletler ve insanlardan gelen ısı kazancı.
4. Güneş radyasyonu ile oluşan ısı kazancı

Yukarıda belirtilen ısı kazançları uygulama olarak seçilen Aydın Köşk ilçesi Köşk Kent Yapı Kooperatifi için standartlara uygun olarak bulunmuştur. Bu site için soğutma yükü 222 kw olarak hesaplanmıştır.

2.7. Lityumbromür- Su Akışkan Çifti Kullanılan Soğutma Makineleri

LiBr-su akışkan çiftli, tek etkili, sürekli çalışan, pompalı absorpsiyonlu soğutma çevrimi esasına göre çalışan, jeotermal enerji destekli bir absorpsiyonlu sistem hakkında temel bilgilere ihtiyaç vardır.

2.7.1. Sürekli çalışan pompasız absorpsiyonlu makine

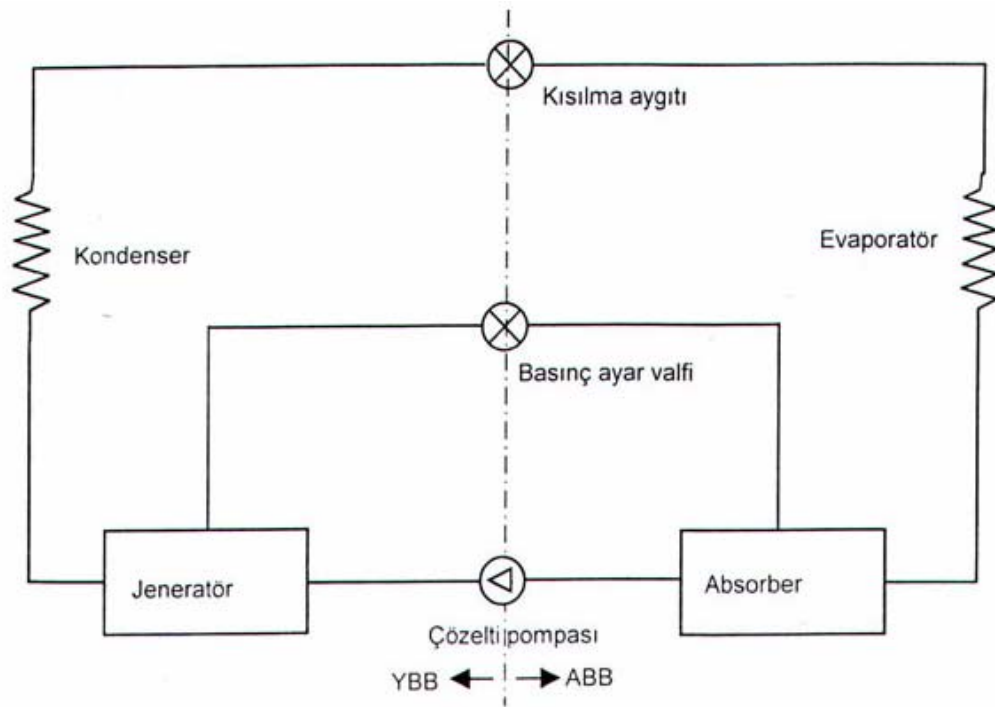
Sürekli çalışan ilk absorpsiyonlu makine Carre tarafından 1859 yılında yapılmıştır. Bunun işleyişi aşağıdaki şekilde gibiydi. Bu sistemde absorberde teşekkül eden zengin eriyiği jeneratöre göndermek için bu iki organ arasında bir basınç farkı oluşturmak için sulu çözeltiyi bir pompa ile basmak gerekmiştir. Benzer gerekçeyle; devre üzerine iki tane kısılma aygıtı veya ayar valfi konulmuştur.

Devrede parametrik basınçlar elde etmek amacıyla, sistemin içerisine atıl (absorbe edilmeyen) bir gaz koymak fikrini ilk defa Platen ve Munters gerçekleştirmeye muvaffak olmuşlardır. Böylece, söylendiği gibi yalnız absorpsiyonlu değil,

difüzyonlu bir soğutma makinesi ortaya çıkmıştır. Çünkü alçak basınç altında meydana gelen amonyak buharı absorpsiyonla değil ancak absorberden daha önce ayrılmış bulunan atıl gazın difüzyonuyla meydana gelir. Şu halde esas olayı, atıl gazın donanımı teşkil etmektedir.

Soğuk üretimi (soğutma gücü) kaynama halindeki buharın özgül ağırlığı ve birim zamanda dolanan gaz hacmiyle orantılı olarak değişir.

Difüzyonlu makinenin soğutma gücü, buhar sıkıştırılmalı çevrimde olduğu gibi buharlaşma sıcaklığıyla değişir. Ancak atıl gazlı bir makinede sıcaklık azaldığı zaman gaz dolanımı azalırsa üretim önemli miktarda düşer. Hâlbuki absorpsiyonlu makinelerde soğutma gücü amonyak buharının özgül ağırlığında meydana gelecek değişikliklere bağlı değildir. Bu bakımdan iki tip makine arasında hissedilir bu fark vardır.



Şekil 2.6. Sürekli çalışan absorpsiyonlu çevrim

2.7.2. LiBr-Su akışkan çiftli, tek etkili, pompalı, sürekli çalışan absorpsiyonlu makine

Buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde soğutma işlemini sürekli kılmak için evaporatör, kompresörün emme tarafına bağlanmıştır. Bu işlem başka bir şekilde şöyle sağlanabilir. Evaporatör, içinde soğutucu akışkan buharını soğurma yeteneğine sahip başak bir akışkan madde bulunduran, absorber bir kaba bağlanabilir.

Örneğin; soğutucu akışkan su ise, LiBr gibi higroskopik bir madde, söz konusu kap (absorber) içerisinde su buharını absorbe ederek emme işlemini gerçekleştirir. Soğutucu akışkan buharını absorbe etmede kullanılan çözeltili maddesi literatürde carrier=taşıyıcı ve absorbent=soğurucu olarak ifade edilmektedir. Absorpsiyonlu soğutma çevrimine isim olan absorpsiyon olayı, en az iki akışkan çiftinden birisinin diğerine karşı yüksek afiniteye sahip olmasıyla gerçekleşen bir emme olayıdır. Burada söz konusu olan afinite adhezyon işlemi bir soğutma kompresörünün yapmakta olduğu emme işlemini yapmaktadır.

2.8. Absorpsiyonlu Çevrimin Buhar Sıkıştırımlı Çevrimle Karşılaştırılması

Tıpkı buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi gibi evaporatörden gelen düşük basınçlı soğutucu akışkan buharı gerekli işlemler sonunda yüksek basınçlı soğutucu akışkan buharına dönüştürülebiliyorsa, bir absorpsiyonlu soğutma çevrimi tesis edilmiş olmaktadır.

Bilindiği gibi soğutucu akışkanlı soğutma çevrimlerinde esas itibarıyla iki basınç bölgesinin olması gerekli bir şarttır. Bu basınç bölgelerinin her birinde zorunlu hal değişimleri için $P=f(t)$ bağıntısı meşhur olup çevrimin kimlik kartı görevini üstlenir. Hâlbuki absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinde bu bağıntıya ilaveten;

$$P=f(t,c) \quad [2.1]$$

vb. bağıntılarda mevcuttur.

Yine absorpsiyonlu soğutma çevriminde, buhar sıkıştırılmalı çevrimde olduğu gibi, lüzumlu ısı transferi başka bir deyişle lüzumlu ısı tahriki için (desorpsiyon), dT koşulu, çevrimin işleyişi açısından çok önemli olup, akışkan dolaşımı için lüzumlu iş tahrikinin dP (basınç farkı) şartı absorpsiyon teknolojisinde ikinci derecede önemli olmaktadır.

Buhar sıkıştırılmalı çevrimde olduğu gibi; absorpsiyonlu çevrimde de, evaporatörde düşük basınçta (P_L) buharlaşan soğutucu akışkanın basıncı yükseltilecek bir kondensere yüksek basınçlı (P_H) buhar olarak verilmektedir. Her iki çevrimde de iki basınç bölgesi (yüksek basınç= P_H , alçak basınç= P_L) mevcut olup; her iki basınç bölgesi için geçerli olan soğutucu akışkanın ısı tutumunu veren absorpsiyonlu sistemin özgül entalpisi için;

$$h=f(P,t,c) \quad [2.2]$$

bağıntısı geçerlidir.

Buhar sıkıştırılmalı çevrimde, basınç bölgelerinin tesisi bir soğutma kompresörü ile gerçekleşirken, absorpsiyonlu çevrim için bu temel operasyon, birbirini takip eden birkaç adımda gerçekleşir.

Buhar sıkıştırılmalı çevrimde;

1. Basınç bölgelerinin tesisi (P_H, P_L)
2. Soğutucu akışkan buharının (bazen yağlama yağında) sirkülasyonu, gibi iki temel sorumluluğu olan bir soğutma kompresörü, sistem için bir pompa gibi çalışır.

Buhar sıkıştırılmalı çevrim kompresörünün tek başına yaptığı görevi (kısılma aygıtının da rolü unutulmamalıdır) absorpsiyonlu sistemde;

Absorbsiyonlu soğutma sisteminde emme, basma ve akışkan sirkülasyonun gerçekleşmesi için yukarıdaki a ve b şıklarında tarif edilen düzeneğe termik kompresör denir.

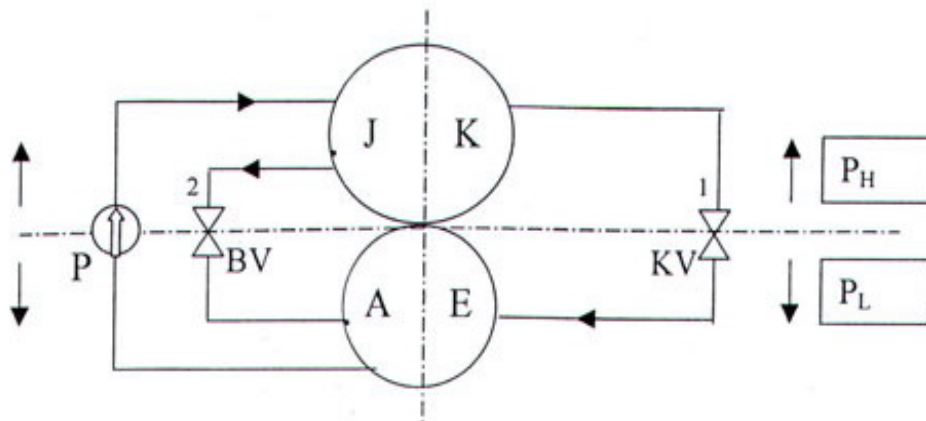
Bir termik kompresörün görevi aşağıdaki transport işlemlerden meydana gelmektedir.

1. P_L basıncındaki soğutucu akışkan buharının absorberde sıvı çözeltiyle absorbe edilmesi ve ısının uzaklaştırılması.(ekzotermik çözelti reaksiyonu)
2. P_L basıncındaki çözeltinin, bir çözelti pompasıyla P_H basıncına yükseltilecek jeneratör tankına bırakılması.
3. Jeneratörde; P_H basıncındaki ortak çözeltideki soğutucu akışkanın; ısı tahrikiyle buharlaştırılarak çözeltiden kurtarılması (endotermik reaksiyon).

2.9. Absorbsiyonlu Çevrimin Basınç Bölgeleri

Bir absorbsiyonlu çevrimde;

- a) İki farklı basınç bölgesi (P_H, P_L) devresi,
- b) İki akışkan devresi mevcuttur.



Şekil 2.8. Absorbsiyonlu makinede basınç bölgeleri

P: Pompa

BV : Basınç Dengeleme Valfi

G : Jeneratör

C : Kondenser

A : Absorber

E : Evaporatör

KV : Kısılma Aygıtı

P_H : Yüksek Basınç Bölgesi

P_L : Alçak Basınç Bölgesini,

Temelde bir buhar sıkıştırırmalı çevrimde tek bir akışkan devresinden söz edilirken absorbsiyonlu bir çevrimde soğutucu akışkan devresinin yanında birde çözelti (seyreltik, derişik) devresinin olduğu bilinmektedir. Gerçekten soğutucu akışkan, absorbsiyonlu çevrimin bütün durum noktalarında dolaşırken absorbsiyonla zayıflayan, desorbsiyonla kuvvetlenen sıvı çözeltinin (H₂O- LiBr için), soğutucu akışkanla birlikte sirküle edildiği termik kompresör devresidir. Yukarıda Şekil 2.8.'de absorbsiyonlu soğutma çevriminin basınç bölgeleri ve temel komponentleri görölmektedir (22).

3. JEOTERMAL ENERJİ

3.1. Jeotermal Enerjinin Doğası

Jeotermal enerjinin ilk olarak kullanımından zamanımıza kadar olan süreç içerisinde birçok tanımları bulunmaktadır. Özellikle bu enerjinin nereden kaynaklandığı hemen her tanımlamada belirtilmektedir. Ancak jeotermal enerjinin kullanım alanları arttıkça tanımlamalarında genişlemekte ve çevre ile ilişkileri kurulmaktadır. Buna göre jeotermal enerjinin eskiden yeniye ve gelişimine göre şu tanımları yapmak mümkündür.

Jeotermal enerji yer kabuğunun çeşitli derinliklerinde birikmiş sıcak su, buhar, gaz veya sıcak kuru sayaçların içerisinde yer alan basınçlı ısıya verilen addır.

Jeotermal enerji arzın içinde oluşan ve arz yüzeyine ısı artışı şeklinde gelip, uzaya radyasyon şeklinde yayılan bir enerjidir (23).

Jeotermal enerji yer kabuğunun ulaşılabilir derinliklerinde olağan dışı olarak birikmiş ısının doğrudan ya da başka enerji türlerine dönüştürülerek ekonomik olarak yararlanılabilen şeklidir (24).

Jeotermal enerji yer kabuğunun çeşitli derinliklerinde birikmiş ısının oluşturduğu sıcaklıkları sürekli olarak bölgesel atmosferik ortalama sıcaklığın üzerinde olan ve çevresindeki normal yeraltı ve yer üstü sularına göre daha fazla erimiş mineral, çeşitli tuzlar ve gazlar içeren basınç altındaki sıcak su ve buhar olarak tanımlanabilir. Ayrıca herhangi bir akışkan içermemesine rağmen bazı teknik yöntemlerle ısısından yararlanılan, yerin derinliklerindeki “sıcak kuru kayalar” da jeotermal enerji kaynağı olarak nitelendirilmektedir.

Yukarıdaki tanımlardan da anlaşılacağı üzere, jeotermal enerji ana hatlarıyla yeraltında bulunan ve bazı yerlerde kırık ve çatlakları kullanarak doğal olarak, bazı yerlerde de sondaj yoluyla yeryüzüne çıkan, çıktığı yerde o yerin ortalama

sıcaklığının sürekli olarak üstünde bulunan sıcak su veya buharın, insan sağlığı, tarımdan sanayiye, elektrikten ısıtmaya kadar geniş kullanım alanına sahip, içerisinde erimiş halde mineraller bulunduran, bir enerji olduğunda birleşilmektedir.

Jeotermal enerjinin çevre ile olan olumlu ilişkileri göz önünde tutularak, teknik tanımların yanında son zamanlarda sembolleşen pratik tanımları da bulunmaktadır.

Bunları maddeler halinde şu şekilde sıralamak mümkündür;

1. Çevre dostu enerjidir.
2. Ucuz enerjidir.
3. Yenilenebilir enerjidir.

3.2. Jeotermal Enerjinin Tarihçesi

Jeotermal enerjiden teknik bakımdan yararlanan ilk ülke İtalya'dır. Bunda enerji yetersizliği nedeniyle yıllarca önce yapılan girişimlerin rolü büyük olmuştur. Günümüze kadar volkanik faaliyetlere sahne olan İtalya'da ak su kaynaklarına çokça rastlanmaktadır. Floransa'nın güneyinde Larderello yöresi adı verilen yerdeki kaynaklardan 1952 yılında elde edilen elektrik enerjisi, İtalya toplam elektrik gücünün %6'sını oluşturmuştur. Larderollada bu tip enerji üretiminin iyi sonuç vermesi bu sanayinin ülkenin başka yerlerinde de kurulmasına neden olmuştur.

Floransa kentinin yaklaşık olarak 80 km güneybatısında yer alan Tuscany'nin doğal buhar kuyuları yaklaşık 160 km²'lik elipse benzer bir alan teşkil etmektedir. Larderello dışında, Castelnuovo, Serrozzano, Lustignano, Sasso, Lago ve Monterotondo diğer önemli merkezleridir. Hem enerji hem de kimyasal madde üretimi bakımından en büyük gelişme Larderolla'da görülmüştür.

İtalya'da "saffioni" olarak isimlendirilen doğal gaz kuyuları ve "lagoni" denilen buharın yoğunlaştığı su havuzları bu bölgede asırlardan beri bilinmektedir. Ancak yöre halkı gaz kuyularını zararlı sandıklarından gereği kadar yararlanamamışlardır. 1913 yılında bir soffioniden çıkan buhar doğrudan doğruya kullanılmak üzere ilk

buhar türbünü kurulmuştur. Daha sonra bu türbine 250 kilovatlık elektrik jeneratörü bağlanmıştır. 1916 yılında ise, her birine 3000'er kilovatlık üç ünite daha ilave edilmiştir. 1923 yılından sonra yeni birtakım ilavelerle doğal buhar doğrudan doğruya jeneratörlere verilebilmiştir.

20. yüzyılın başlarında açılmış olan kuyuların derinlikleri 150 m'den azdır. Ortalama 2 atmosferik basınçla çıkan buharın sıcaklığı 100 °C'den 190 °C'ye kadar değişen bir değer göstermiştir. İlk buhar kuyusu Lorderello'da 1931'de açılmıştır. 270 m derinliğindeki kuyu saatte 190 ton buhar vermiştir. Ayrıca sıcaklığı 250 °C, basıncı ise 3,7 atmosfer olarak ölçülmüştür.

Jeotermal enerjiden ilk yararlanan ülkelerden biride İzlanda'dır. 1928 yılında bu ülkenin başkenti olan Reykjavik çevresindeki sıcak su kaynakları, Reykjavik'e pompalanarak bir hastaneyi ve okulun yüzme havuzunu ısıtmak için kullanılmıştır. Sonuç başarılı olunca sistem genişletilerek bütün şehre uygulanmasına karar verilmiştir. Ancak bu defa büyük bir kaynağa ihtiyaç olduğundan Reykjavik'in 16 km doğusunda bulunan Reykir'deki bir kaynak bu iş için seçilmiştir. Dakikada yaklaşık olarak 6000 lt su veren kaynağın sıcaklığı 80 °C olduğu görülmüştür. Çıkan suyun miktarını arttırmak amacıyla kuyunun derinliği 135 m'den 360 m'ye çıkarılmıştır. Projenin uygulanmasına 1939 yılında başlanmış fakat II. Dünya savaşının çıması ile yarıda kalmıştır. Yapımına 1943 yılında yeniden başlanarak aynı yıl içerisinde tamamlanmıştır.

Kuzey Amerika'da dikkate değer jeotermal enerji yörelerinden en önemlisi California'da bulunmaktadır. En tanınmış yer ise San Francisco'nun 154 km kuzeyindeki "The Geysers" ve çevresidir. Bu yörede ilk sondaj buhardan faydalanılarak elektrik elde etmek umuduyla yapılmıştır ve 60 m derinlikte 3204 mmSS buhar basıncı tespit edilmiştir. 1922 yılında açılan ikinci kuyunun 95 m derinlikte ve basınç değeri 3153 mmSS olarak bulunmuştur. 1955 yılında The Geysers'de 180 m derinlikte bir deneme kuyusu açılmış ve kayıtlara göre kuyu derinliği faylı zona kadar inmiştir. Böylece buhar çıkan faylı zonun derinliğini

ölçmek mümkün olmuştur. 1880 m derinlikte temel kayaların sıcaklığı yaklaşık olarak 600 °C olarak ölçülmüştür.

Yukarıda verilen açıklamalar ışığında jeotermal enerjinin 1900'lü yıllardan sonra önem kazanmaya başladığını görmekteyiz. Bunun en büyük nedeni, o yıllarda gelişmiş ve gelişmekte olan ülkelerde sanayi ve teknolojinin gittikçe hızlanması ile birlikte çeşitliliğin çoğalması, enerjiye olan gereksinimin gittikçe artmasıdır. Fosil yakıtların aranması, çıkarılması ve işletilmesinin pahalı olması, tükenebilir olması ve çevre sorunu yaratması, insanoğlunu daha değişik enerji arayışına yöneltmiştir.

Böylece enerji dar boğazında bulunana ülkeler, doğal enerji arayışı içine girmişlerdir. Bu doğal enerji kaynaklarından biri olan jeotermal enerji, günümüzde hem elektrik hem de elektrik dışı kullanımlarla, tümüyle olmasa da ülkelerin kısmen enerji gereksinimini karşılamaktadır.

1900'lü yıllardan itibaren hemen tüm dünya ülkeleri, jeotermal enerji ile ilgili arama ve işletme çalışmalarına hızla başlamışlardır. Bunlardan öncülüğü yapan İtalya olmuş ve bu ülkeyi daha sonra İzlanda, ABD ve daha sonra Yeni Zelanda ve Japonya takip etmiştir. Bu konuda bilgi birikimine sahip olan bu ülkeler gün geçtikçe jeotermal enerjinin çok değişik kullanma biçimlerini geliştirme çabası içerisine girmişlerdir (25).

3.3. Jeotermal Enerji İle İlgili Tanımlar

3.3.1. Jeotermal sistem

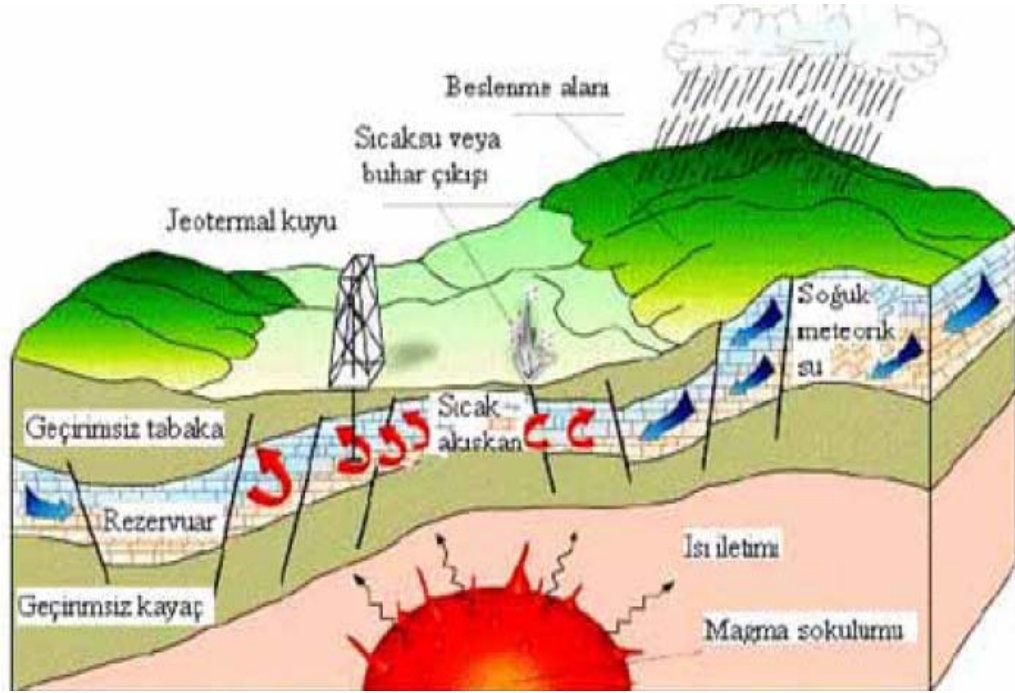
Yeraltındaki hidrolik sistemi bütün parçalarıyla birlikte (beslenme zonu, yeryüzüne çıkış noktaları ve yeraltındaki kısımları gibi) tanımlamakta kullanılır.

3.3.2. Jeotermal rezervuar

Doğrudan işletilen jeotermal sistemin sıcak ve geçirgen kısmını tanımlar.

3.3.3. Jeotermal saha

Yeryüzünde bir jeotermal etkinliği gösteren coğrafik bir tanımdır.



Şekil 3.1. İdeal bir jeotermal sistemin şematik gösterimi



Resim 3.1. Aydın Salavatlı jeotermal sahası

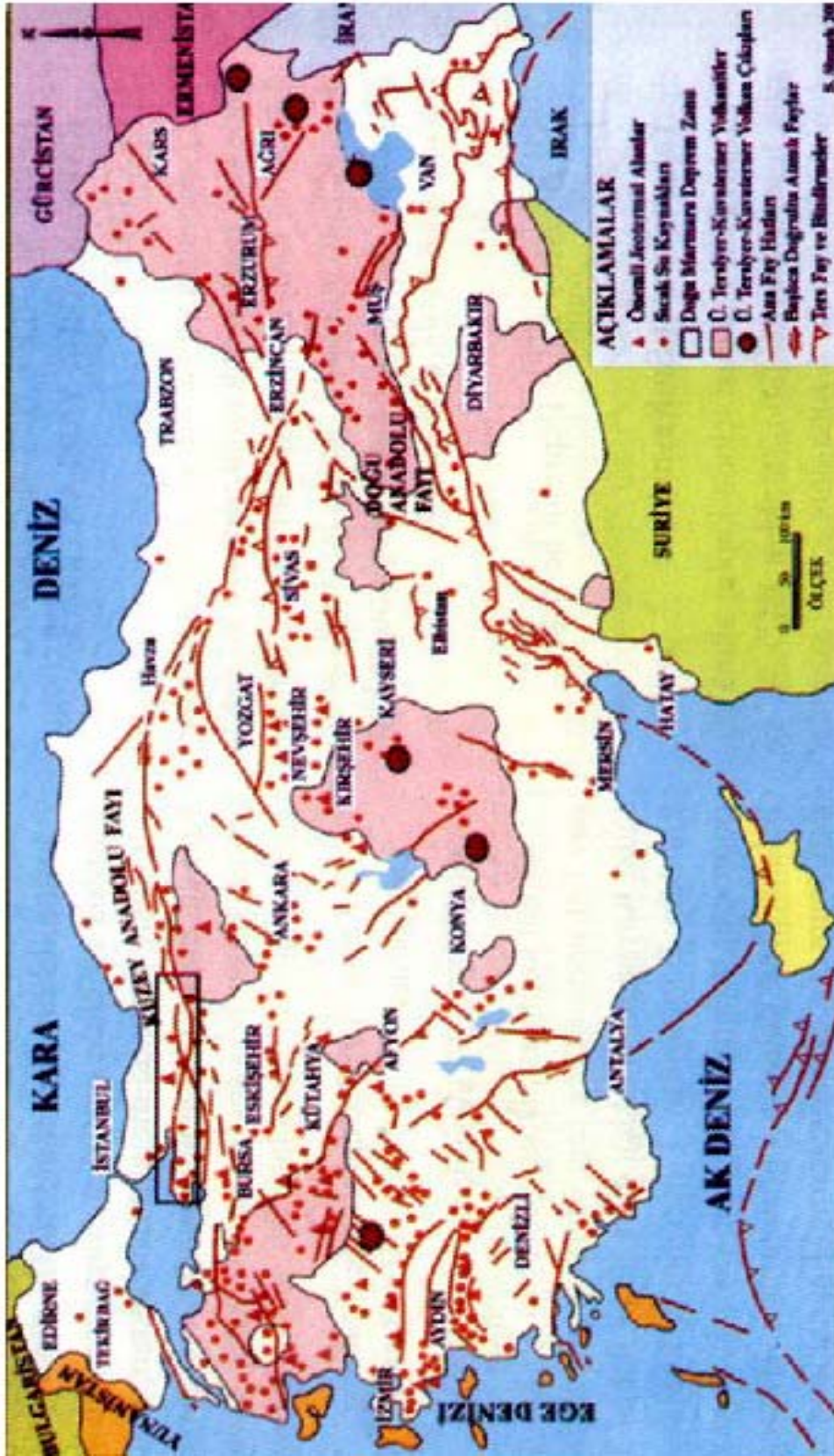
Araştırmamıza da konu olan Aydın-Salavatlı jeotermal sahasında 1987 yılında iki derin kuyu açılmıştır. 1510 m derinlikteki ilk kuyudan 162 °C sıcaklıkta 300 ton/saat buhar-sıcak su, 962 m derinliğindeki ikinci kuyudan ise 171 °C sıcaklığında buhar-sıcak su üretilmiştir. Sahada 7,951 MW kapasiteli bir jeotermal santral kurulması için Menderes Jeotermal Yaratan Yekelektrik Üretim A.Ş. tarafından EPDK' dan üretim lisansı alınmıştır.

3.4. Türkiye'nin Önemli Jeotermal Alanları

Türkiye'de 35 °C'nin üstünde jeotermal akışkan içeren 170 adet jeotermal saha bulunmaktadır. Bu sahalardan Denizli-Kızıldere (200–242 °C), Aydın-Germencik (200–232 °C), Manisa- Salihli-Göbekli (182°C), Çanakkale-Tuzla (173°C), Aydın-Salavatlı (171°C), Kütahya-Simav (162°C), Manisa Salihli (155°C), İzmir-Seferihisar (153°C) ve Aydın-Yılmaz köy (142°C) sahaları elektrik üretimine diğer sahalara ise merkezi ısıtma ve diğer kullanımlar için uygundur. Türkiye, Alp-Himalaya orojenik kuşağı üzerinde bulunmasıyla bağlantılı olarak, orojenik magmatik ve volkanik aktivitelerin çok olması nedeni ile jeotermal açıdan büyük bir potansiyele sahiptir. Ülkemizde aktif faylara ve volkanizmaya bağlı olarak başta ege bölgesi olmak üzere, Kuzeybatı, Orta Anadolu, Doğu ve Güney Doğu Anadolu bölgelerinde 600'ün üzerinde jeotermal kaynak bulunmaktadır.

MTA Genel Müdürlüğü tarafından 38 yıllık süre içerisinde 304 jeotermal kuyuda 120 556 metre sondaj yapılmış ve ısıtmaya baz alarak yaklaşık 2046 MW jeotermal potansiyel görünür hale getirilmiştir. Ülkemizin doğal olarak kendiliğinden boşalan sıcak su kaynaklarının yaklaşık 600 MW olan bu potansiyeli de bu rakama eklenirse toplam kullanılabilir jeotermal potansiyelimiz 2646 MW'a ulaşmaktadır.

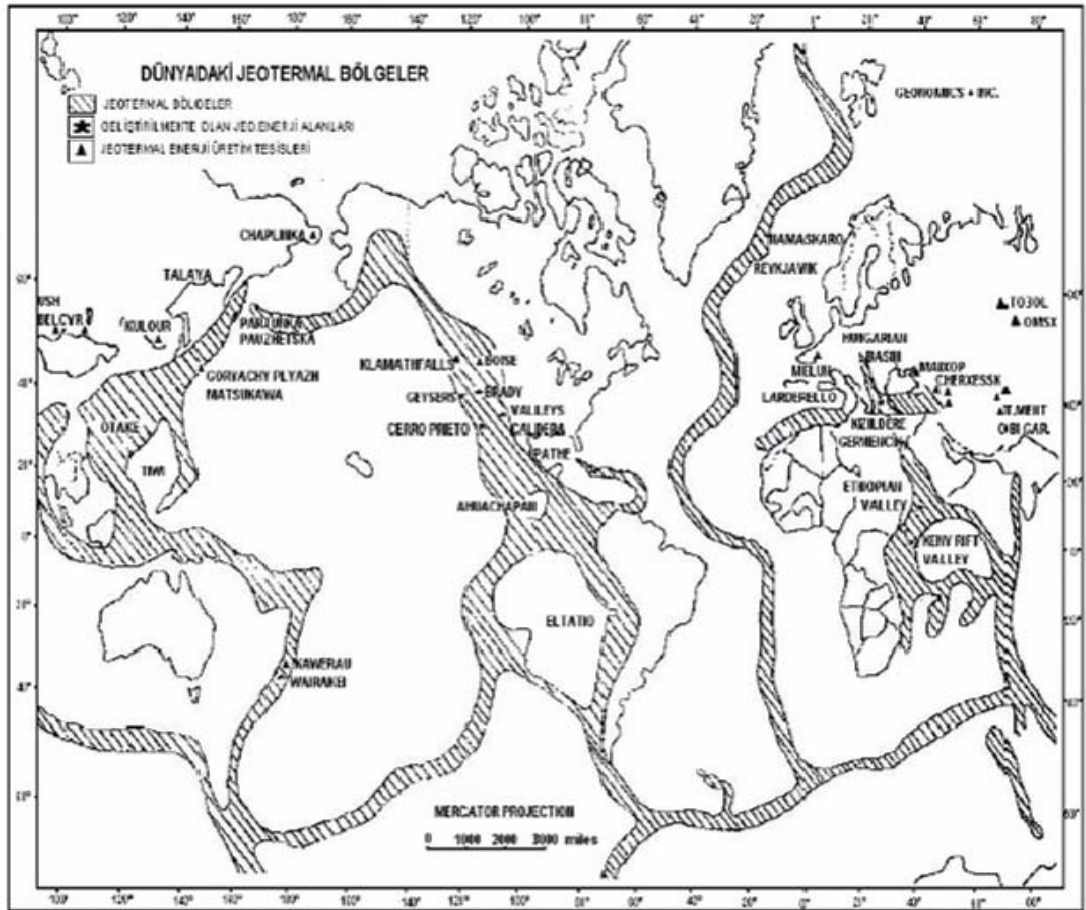
Türkiye'deki 600 jeotermal kaynak alanı dikkate alındığında teorik olarak muhtemel enerji potansiyelimiz 31 500 MW tahmin edilmektedir.



Harita 3.1. Türkiye’de bulunan önemli jeotermal alanlar

3.5. Dünya Üzerindeki Jeotermal Sahalar

Bilindi gibi ortalama olarak yerin ısısının yüzeyden itibaren her 33 m'de 1 °C yükseldiği kabul edilir. Fakat yapılan çalışmalarda bu ısının dünyanın bazı bölgelerinde çok yükseldiği anlaşılmıştır. Bu gibi ortalama ısının çok üstünde olan bölgeler jeotermal enerji bakımından çok önemli olduğu görülür. Bu bölgeler yeryüzünde gelişigüzel dağılmış olmayıp belirli kuşaklar gösterirler (26).



Harita 3.2. Dünyadaki önemli jeotermal kuşaklar ve levha plaka sınırları

3.6. Jeotermal Enerjinin Sınıflandırılması

Jeotermal sistemler ve rezervuarlar; rezervuar sıcaklığı, akışkan debisi, fiziksel durumu, doğası ve jeolojik yerleşimi gibi özelliklerine göre sınıflandırılırlar. Örneğin

jeotermal rezervuarda 1 km derinlikteki sıcaklığa bağlı olarak sistemleri iki gruba ayırmak olasıdır (27).

1. Rezervuar sıcaklığının 150 °C'den düşük olduğu düşük sıcaklıklı sistemler; bu tür sistemler genelde yeryüzüne ulaşmış doğal sıcak su veya kaynar çıkışlar gösterirler.
2. Rezervuar sıcaklığının 200 °C'den daha yüksek olduğu yüksek sıcaklıklı sistemler; bu tür sistemler ise, buhar, kaynayan çamur göletleri ve altere olmuş yeraltı formasyonları ile bilinirler.

Sistemleri sıcaklıklarına olduğu gibi entalpilerine göre de düşük entalpili ve yüksek entalpili sistemler olarak iki gruba ayırmak olasıdır. 190 °C'deki entalpi olan 800 kJ/kg'den düşük entalpili sistemler “düşük entalpili sistemler” olarak, entalpisi 800 kJ/kg'dan daha yüksek olanlar ise “yüksek entalpili sistemler” olarak tanımlanabilirler.

Jeotermal sistemler sınıflandırılırken sistemin fiziksel durumuna bağlı olarak yapılan sınıflandırma literatürde daha fazla rağbet görmektedir. Bu yaklaşıma göre 3 farklı rezervuar durumu tanımlanmaktadır:

1. Sıvının etken olduğu jeotermal rezervuarlar; Rezervuardaki basınç koşullarında su sıcaklığının buharlaşma sıcaklığından daha düşük olduğu rezervuarları tanımlamakta kullanılır. Rezervuar basıncını sıvı su fazı kontrol etmektedir. Bu tür rezervuarlarda özellikle basıncın düşük olduğu üretim kuyuları civarında su buharına rastlamak olasıdır.
2. İki fazlı jeotermal rezervuarlar; Rezervuarda sıvı su ve su buharı birlikte bulunmaktadır ve rezervuar basıncı ve sıcaklığı suyun buhar basıncı eğrisini izler.
3. Buharın etken olduğu jeotermal rezervuarlar; Rezervuar basıncındaki akışkan sıcaklığının suyun buhar basıncı eğrisi sıcaklığından daha yüksek olması

durumunda bu tür rezervuarlar oluşurlar. Rezervuardaki basıncı su buharı fazı kontrol etmektedir.

Jeotermal sistemlerin ve rezervuarların içinde fiziksel durum yere bağlı olarak değişiklik gösterebilir ve rezervuarlar zamanla durum değişikliği de gösterebilirler. Örneğin sıvının etken olduğu bir rezervuar, üretim sonucu oluşan basınç düşümünden dolayı zamanla iki fazlı bir jeotermal rezervuar durumuna dönüşebilir. Rezervuar içinde buhar (veya rezervuardaki suyun yeterli oranda çözülmüş CO₂ içermesi durumunda gaz) başlığı oluşabilir. Düşük sıcaklıklı sistemler genelde sıvının etken olduğu sistemler tanımına girerken, yüksek sıcaklıklı sistemler ise üç gruba da girebilir.

Türkiye’de buharın etken olduğu rezervuar keşfedilmemiştir. Tümü sıvının etken olduğu rezervuarlar grubundandır. Kütleli olarak %1,5 kadar CO₂ içeren Kızıldere jeotermal rezervuarı başlangıçta sıvının etken olduğu bir rezervuar davranışı gösterirken, yapılan üretim sonucu oluşan rezervuar basıncının sıvı su- CO₂ sistemi için geçerli buharlaşma (veya gazlaşma) basıncındaki daha düşük düzeylere inmesinden dolayı, rezervuar şu anda iki fazlı jeotermal rezervuar davranışı göstermektedir. Dünyada buharın etken olduğu jeotermal rezervuarlar olarak A.B.D’deki Geysers sahası ve İtalya’daki Larderello sahası örnek olarak verilebilir (7).

Jeotermal sistemler ayrıca doğal durumuna ve jeolojik durumuna bağlı olarak da sınıflandırılmaktadır (28).

1. Volkanik sistemler; Volkanik etkinlikle ilişkilendirilen sistemlerdir. Isı kaynağı magma veya yükseltilerdir. Geçirgen çatlaklar ve fay zonları volkanik sistemlerde suyun akışını kontrol ederler.
2. Taşınım sistemleri; Düşey ısı akışı değerlerinin yüksek olduğu tektonik olarak aktif bölgelerde sıcak kabuğun ısı kaynağı olduğu sistemlerdir. Düşey çatlak ve fayların bulunduğu ortamlarda jeotermal su 1 km’den daha derinlere indikten

sonra aşağıdaki kayaçlardan ısı almakta ve daha sonra yükselerek taşınım sistemlerini oluşturmaktadır.

3. Sedimanter sistemler; 1 km'den daha derin yerlerde geçirgen sedimanter tabakalarda oluşan, ısı taşınımından çok iletimin doğal olarak etken olduğu ve bazı durumlarda fayları da içeren sistemlerdir.

Sıcak kuru kayaç sistemleri; Volkanizma veya anormal yüksek ısı akışı sonucu oluşmuş kayaç hacimleridir ve geçirimsiz özelliği olan sistemlerdir. Geçirgen olmadığından ve akışkan içermediğinden normal jeotermal rezervuarlar gibi işletilmezler. Yapay çatlaklar açılarak yine yapay bir rezervuar oluşturma yöntemiyle işletilmesi henüz araştırma aşamasındadır.

Türkiye'de bilinen ve işletilen sahaların tektonik olarak aktif bölgelerdeki taşınım sistemleri olduğu söylenebilir. Batı Anadolu Bölgesinde volkanik sistemlerin varlığı tahmin edilmekle beraber, bugüne kadar yapılan araştırmalar sonucunda henüz ekonomik olarak işletilebilir bir saha bulunamamıştır.

3.7. Jeotermal Akışkanın Taşınması

Yeryüzüne çıkarılan jeotermal akışkanlar, cam elyafı özel paket borularla ve uygun izolasyonlu çelik borularla taşındığı takdirde, taşıma ana hattından kilometrede ancak 0,1-0,3 °C sıcaklık düşmesi görülür. Uygun teknolojiye göre yapılan şehir içi şebekelerin de sıcaklık kaybı kilometrede sadece 0,5 °C olmaktadır.

Jeotermal akışkanlar, teknik ve ekonomik şartların uygun olduğu durumlarda, 150 km mesafeye kadar teknik olarak taşınabilmektedir.

Jeotermal akışkanların taşınmasında kullanılan malzemeler, akışkanın sıcaklığına ve kimyasal durumuna (kompozisyonuna) göre seçilmektedir. Türkiye'deki jeotermal akışkanlar, çoğunlukla bol CO₂ gazlı ve kalsiyum bikarbonat veya kalsiyum karışımı olup, kabuklaşmaya yol açmaktadır. Bunun için jeotermal akışkan kısmı basıncı

arttırılarak, CO₂ gazı sıvı hale getirilmekte ya da üretim kuyusunun derinliklerine dozajlama sistemi ile inhibitör enjekte edilmektedir. Diğer taraftan korozyona karşı PVC, PE, PPC, Epoxy cam elyaf veya polyester özel borular, paslanmaz çelik veya titanyum plaka tipi eşanjörler ve inhibitörler kullanılmaktadır (29).

3.8. Jeotermal Enerjiden Yararlanma

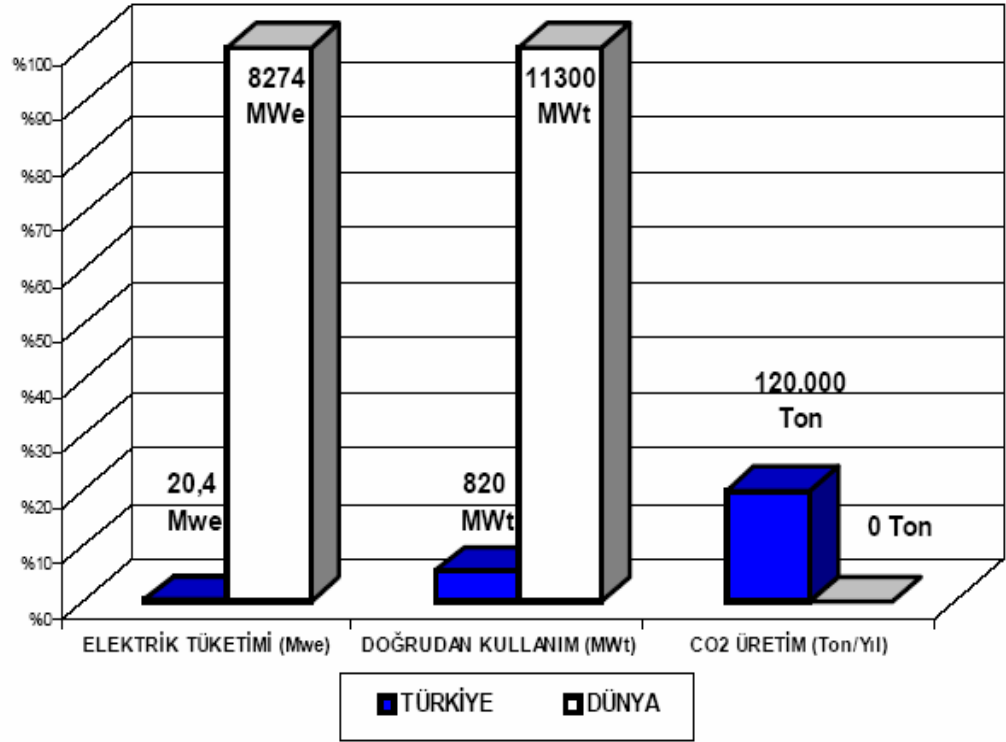
Jeotermal kaynaklardan yeryüzüne çıktıkları sıcaklık derecelerine bağlı olarak farklı biçimlerde yararlanılmaktadır. Daha önce de belirttiğimiz gibi yeryüzünün değişik alanlarında yer alan jeotermal kaynakların sıcaklık dereceleri farklılık göstermektedir. Bu farklılık rezervuarın jeoloji, jeofizik ve jeomorfolojik özelliklerine bağlı olarak birinden diğerine değişmektedir. Jeotermal akışkanlar dünya standartlarına bağlı olarak;

- a) Yüksek sıcaklıklı, sıcaklığı 150 °C'den fazla,
- b) Orta sıcaklıklı, sıcaklığı 150–70 °C arasında değişen,
- c) Düşük sıcaklıklı, sıcaklığı 70 °C'den düşük,

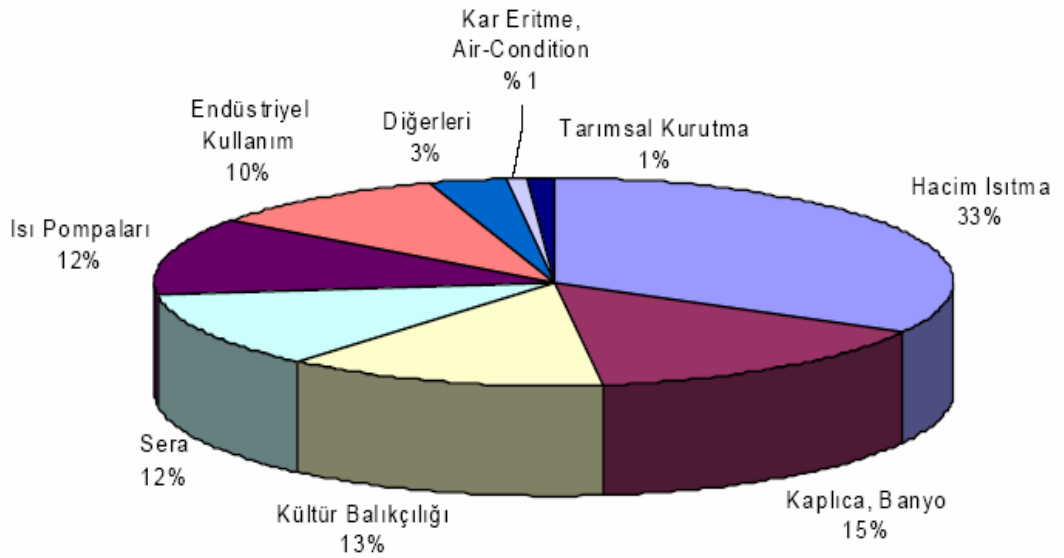
Olmak üzere üç kategoriye göre değerlendirilen jeotermal alanlar bulunmaktadır (24).

Çizelge 3.1. Jeotermal akışkan sıcaklıklarına göre kullanım alanları

ISI (°C)	KULLANIM ALANI	Elektrik üretimi	Isıtma
180	Yüksek konsantrasyon solüsyonun buharlaşması, amonyum absorpsiyonu ile soğutma	+	
170	Hidrojen sülfid yoluyla ağır su eldesi, Diyatomitlerin kurutulması	+	
160	Kereste, balık vb yiyeceklerin kurutulması	+	
150	Bayer's yoluyla alüminyum eldesi	+	
140	Çiftlik ürünlerinin kurutulması		+
130	Şeker endüstrisi, tuz eldesi		+
120	Temiz tuz eldesi, tuzluluk oranının artırılması		+
110	Çimento kurutulması		+
100	Organik maddeleri kurutma (yosun, et, sebze vb.) Yün yıkama ve kurutma		+
90	Balık kurutma		+
80	Ev ve sera ısıtma		+
70	Soğutma (alt sıcaklık sınırı)		+
60	Kümes ve ahır ısıtma		+
50	Mantar yetiştirme, Balneolojik banyolar		+
40	Toprak ısıtma, kent ısıtma (alt sınır), sağlık tesisleri		+
30	Yüzme havuzları, fermantasyon, damıtma, sağlık tesisleri		+
20	Balık çiftlikleri		+



Şekil 3.2. Jeotermal enerjinin Türkiye’de ve Dünyada değerlendirilmesi ve karşılaştırılması



Şekil 3.3. Jeotermal enerjinin Dünyadaki kullanımları ile ilgili yüzdesel dağılımı

Sıcaklık sınıflamasına göre jeotermal enerji farklı biçimlerde kullanılmaktadır. Buna göre yüksek sıcaklıklı jeotermallerde daha çok elektrik enerjisi üretiminde, düşük sıcaklı jeotermal ise daha yaygın bir biçimde ısıtmada, endüstriyel ve tarımsal uygulamalarda kullanılmaktadır. Böylece jeotermal enerjiyi kullanım açısından;

1. Elektrik enerjisi üretiminde,
2. Elektrik enerjisi üretimi dışındaki kullanımı,

olmak üzere iki ana grup halinde incelemek mümkündür.

3.9. Jeotermal Enerji İle Soğutma

Jeotermal enerji, endüstriyel soğutma, evlerin mahallelerin soğutulması veya serinletilmesi, soğuk hava deposu işletmeciliği, mantar yetiştiriciliği için soğuk ve serin ortamların hazırlanması işlemlerinde de değerlendirilmektedir. Jeotermal enerji ile Yeni Zelanda'da otel, ABD'de bina, endüstriyel soğutma ve yaz aylarında çiçek yetiştirilmesi için seraların soğutulması yapılmaktadır. Dünyada jeotermal enerjiyle soğutma sistemlerinin sayısı giderek artmaktadır. Jeotermal soğutma sisteminin alternatifi, elektrik enerjisi ile soğutmadır. Jeotermal soğutma sistemlerinin bakım ve işletme giderleri, elektrikli soğutma sistemlerine göre %95 daha ucuzdur. Yani elektrikli soğutma sistemlerinin %5'ine mal olmaktadır. Jeotermal enerjiyle soğutma son derece ekonomik ve etkili bir uygulamadır. Otuz ve otuzun üzerindeki evlerin soğutulmasının maliyeti, elektrikli soğutma sistemlerine göre daha hesaplıdır. Ancak jeotermal enerji ile soğutma yapabilmek için, uygun jeotermal saha ve uygun mesafedeki soğutma alanlarının bulunması gereklidir. Jeotermal enerji ile soğutmanın yapılması amonyak+su ya da lityum bromür+su (absorbsiyonlu) soğutma makineleri aracılığı ile yapılmaktadır. Soğutma makinelerinde soğuk temiz su veya soğuk hava elde edilebilmesi için, 70 °C'nin üzerindeki jeotermal akışkanlar kullanılmaktadır. 120 °C jeotermal akışkan ile çalışan soğutma makinesinde -60 °C'ye kadar soğuk hava elde edilebilmektedir.

4. ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN ÇALIŞMA ÖZELLİKLERİ

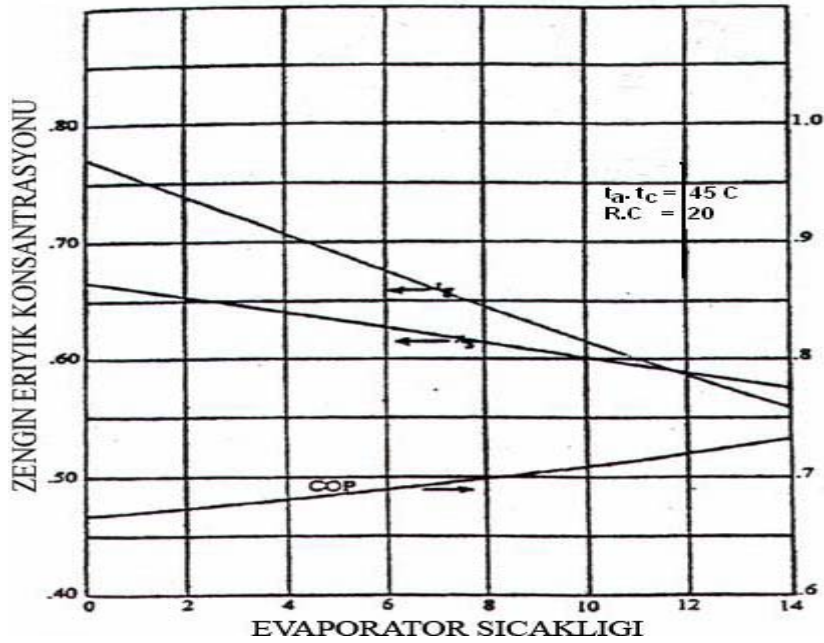
4.1. Evaporatörün Özellikleri

LiBr-H₂O absorpsiyonlu soğutma sisteminde buharlaştırıcı 4 °C'nin altında (soğutucu su buharı olduğundan) çalışamaz (30). Evaporatör sıcaklıkları 4 ile 12 °C arasında değişir (31). Şekil 4.1'de görüldüğü gibi evaporatör sıcaklığının artması, generatör sıcaklığını azaltacak ve COP değerini arttıracaktır. Bunun için evaporatör sıcaklığı 10°C alınır. Soğutma sisteminin çalışması boyunca evaporatöre sadece su aktığından Ek1(su ve su buharı tablosu)'deki tablodan 10°C'de su buharının özellikleri okunur.

LiBr konsantrasyonu, X=%0 (saf su)

Evaporatör (buharlaştırıcı) basıncı, $P_{buh} = 0,01227 \text{ bar} = 0,01251 \text{ at}$

Entalpi, $h_{buh} = 2519,21 \text{ kJ/kg} = 601,67 \text{ kcal/kg}$



Şekil 4.1. Evaporatör (buharlaştırıcı) sıcaklığının bir fonksiyonu olarak generatör (kaynatıcı) sıcaklığı, COP ve zengin eriyik konsantrasyonu değeri (31).

4.2. Kondenserin Özellikleri

Kondenserden ısı çekilebilmesi için kondenser sıcaklığı çevre sıcaklığından daha büyük olmalıdır. Aydın Meteoroloji Müdürlüğünden alınan bilgilere göre Aydın ili için yaz aylarının (Mayıs, Haziran, Temmuz, Ağustos, Eylül) maksimum sıcaklık ortalaması 31,32 °C'dir. Buna göre dış sıcaklık 35 °C, kondenser sıcaklığı ise 40 °C olarak alınır. 40 °C'deki suyun özellikleri;

LiBr konsantrasyonu, $X = \%0$ (saf su)

Kondenser (yoğusturucu) basıncı, $P_{yog} = 0,0752 \text{ atm} = 0,07375 \text{ bar}$

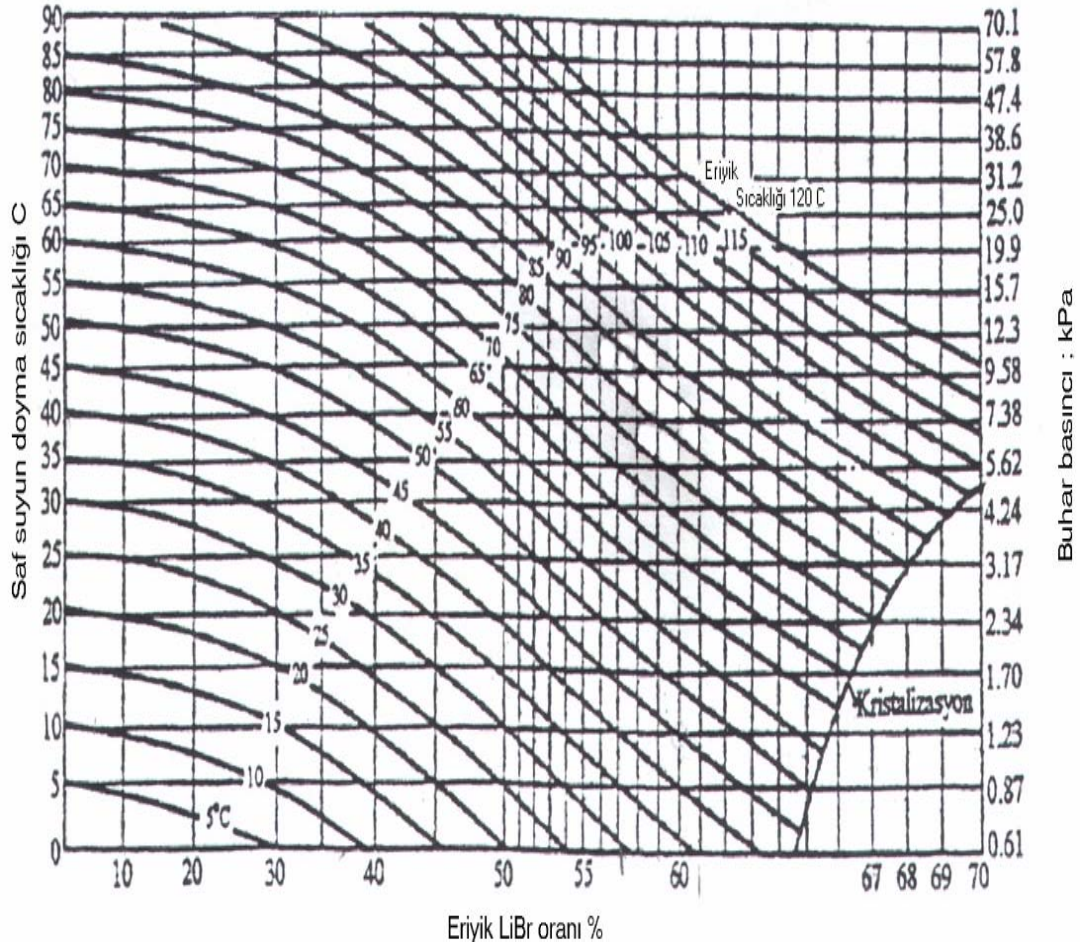
Entalpi, $h_{yog} = 167,45 \text{ kJ/kg} = 39,98 \text{ kcal/kg}$

4.3. Absorberin Özellikleri

Absorberden ısı çekilebilmesi için absorberin sıcaklığı çevre sıcaklığından daha büyük olmalıdır. Aydın ili için çevre sıcaklığı 35 °C alınmıştır. Bundan dolayı absorber sıcaklığı da 40 °C olarak alınır. 10 °C evaporatör ve 40 °C absorber sıcaklığına göre Şekil 4.2.'den LiBr konsantrasyonu aşağıdaki gibi okunur

LiBr konsantrasyonu, $X = \%57$

Absorber basıncı, $P_{abs} = P_{buh} = 0,01251 \text{ atm} = 0,01227 \text{ bar}$

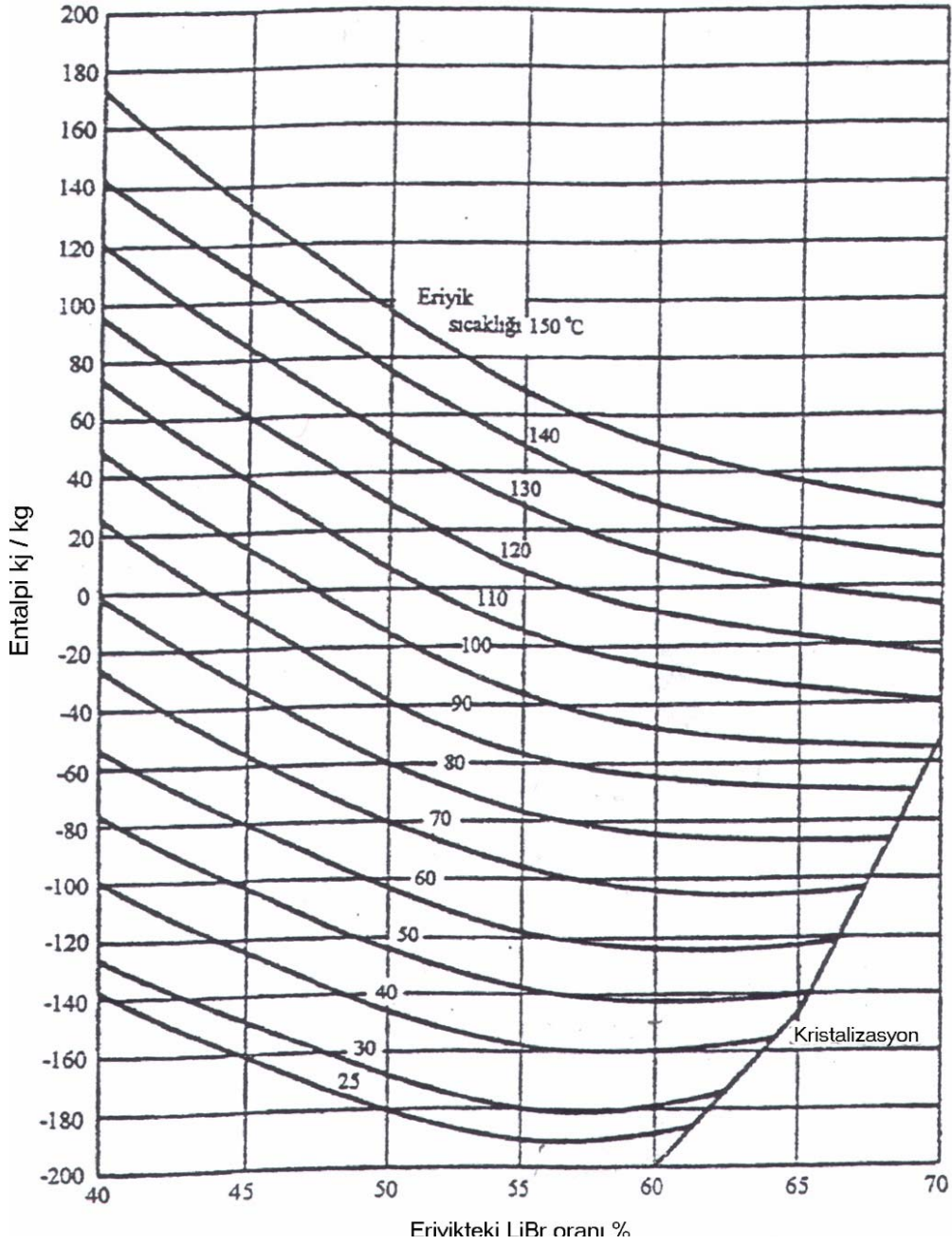


Şekil 4.2. LiBr-H₂O eriyiğinin sıcaklık-basınç konsantrasyon diyagramı

40 °C absorber sıcaklığı ve % 57 LiBr konsantrasyonuna göre absorber entalpisi

Şekil 4.3.'den aşağıdaki gibi okunur.

Absorber entalpisi, $h_{abs} = -160$ kJ/kg bulunur.



Şekil 4.3. LiBr-H₂O karışımında entalpi- LiBr ağırlık oranı

4.4. Generatörün Özellikleri

Generatör sıcaklığı LiBr-H₂O absorpsiyonlu sistem için 75–95 °C arasındadır. LiBr-H₂O çiftinin generatör sıcaklığı 80°C olarak seçilir. 80°C generatör sıcaklığı ve 40 °C kondenser sıcaklığına göre LiBr konsantrasyonu Şekil 4.2.'den;

LiBr konsantrasyonu, $X = \%59$

Generatör basıncı, $P_{kay} = P_{yoğ} = 0,07375 \text{ bar} = 0,0752 \text{ atm}$

80 °C generatör (kaynatici) sıcaklığı ve %59 LiBr konsantrasyonuna göre generatör (kaynatici) entalpisi, $h_{kay} = -85 \text{ kJ/kg}$ olarak bulunur. (Şekil 4.3)

4.5. Kütlesel Debilerin Hesaplanması

Soğutkanın Kütlesel Debisi: Evaporatörün soğutma yükü $q = 190920 \text{ kcal/h} = 222 \text{ kW}$ olarak bulunmuştur.

$$q_{evap} = m_7(h_{evap} - h_{kon}) \quad [4.1]$$

$m_7 =$ soğutkanın kütlesel debisi

Eş. 4.1. de bilinen değerler yerine konursa soğutkanın kütlesel debisi;

$$222 = m_7(2519,21 - 167,45)$$

$$m_1 = m_2 = m_3 = m_7 = 0,0943 \text{ kg/s}$$

$$m_3 = m_4 - m_{10} = 0,0943 \text{ kg/s} \quad [4.2]$$

$$m_3 X_3 = m_4 X_4 - m_{10} X_{10} \quad [4.3]$$

$$X_3 = 0$$

$$X_8 = X_9 = X_{10} = 0,59$$

$$X_4 = X_5 = X_6 = 0,57$$

$$0,57 m_4 = 0,59 m_{10}$$

Eş. 4.2. ve Eş. 4.3. den;

$$0,57(0,0943 + m_{10}) = 0,59 m_{10}$$

$$m_{10} = m_9 = m_8 = 2,68 \text{ kg/s}$$

$$m_4 = m_3 + m_{10} \quad [4.4]$$

$$m_4 = 0,0943 + 2,68 = 2,774 \text{ kg/s}$$

$$m_4 = m_5 = m_6 = 2,774 \text{ kg/s} \text{ bulunur.}$$

4.6. LiBr-H₂O Eriyiğinin Sıcaklık-Basınç-Konsantrasyon Özellikleri

Şekil 4.2. ve Şekil 4.3.'den okunarak ve hesaplanarak sistemin bütün noktalarındaki sıcaklık, basınç, konsantrasyon ve entalpi değerleri Çizelge 4.1.'de gösterildiği gibi belirlenmiştir.

Çizelge 4.1. LiBr-H₂O eriyiğinin sıcaklık-basınç-konsantrasyon değerleri

Durum	Basınç P(bar)	Sıcaklık t(°C)	Konsantrasyon LiBr	Entalpi h(kj/kg)	Kütleli debi m(kg/s)
1	0,07375	40	0	167,45	0,0943
2	0,01227	10	0	167,45	0,0943
3	0,01227	10	0	2519,9	0,0943
4	0,01227	40	0,57	-160	2,774
5	0,07375	40	0,57	-160	2,774
6	0,07375	62,5	0,57	-111,69	2,774
7	0,07375	80	0	2643,8	0,0943
8	0,07375	80	0,59	-85	2,68
9	0,07375	56	0,59	-135	2,68
10	0,01227	56	0,59	-135	2,68

6. noktasının entalpi değerlerinin hesaplanması

$$m_5h_5+m_8h_8 = m_9h_9+m_6h_6 \quad [4.5]$$

$$2,744(-160)+2,68(-85) = 2,68(-135)+2,774h_6$$

$$h_6 = -111,694 \text{ kJ/kg}$$

4.7. Sistem Elemanlarının Isı Yüklerinin Belirlenmesi

4.7.1. Generatör ısı yükü

$$q_{\text{gen}} = m_7 h_7 + m_8 h_8 - m_6 h_6 \quad [4.6]$$

4.7.2. Kondenser ısı yükü

$$q_{\text{kon}} = m_7 (h_7 - h_1) \quad [4.7]$$

4.7.3. Absorber ısı yükü

$$-q_{\text{abs}} + h_3 m_3 + h_{10} m_{10} - h_4 m_4 = 0 \quad [4.8]$$

4.7.4. Evaporatörün ısı yükü

$$q_{\text{evap}} = m_7 (h_3 - h_2) \quad [4.9]$$

4.7.5. Isı değiştirgeci ısı yükü

$$q_{\text{id}} = m_8 (h_8 - h_9) = m_6 (h_6 - h_5) \quad [4.10]$$

4.8. Sistemin Performans Katsayısı

$$(\text{COP})_{\text{IDEAL}} = T_c (T_g - T_a) / T_g (T_a - T_c) \quad [4.11]$$

$$\text{COP} = q_{\text{evap}} / q_{\text{gen}} \quad [4.12]$$

Sistemin soğutma etkisi (verimi):

$$\eta_R = \text{COP}/(\text{COP})_{\text{IDEAL}} \quad [4.13]$$

5. SİSTEM ELEMANLARININ BOYUTLARININ HESAPLANMASI

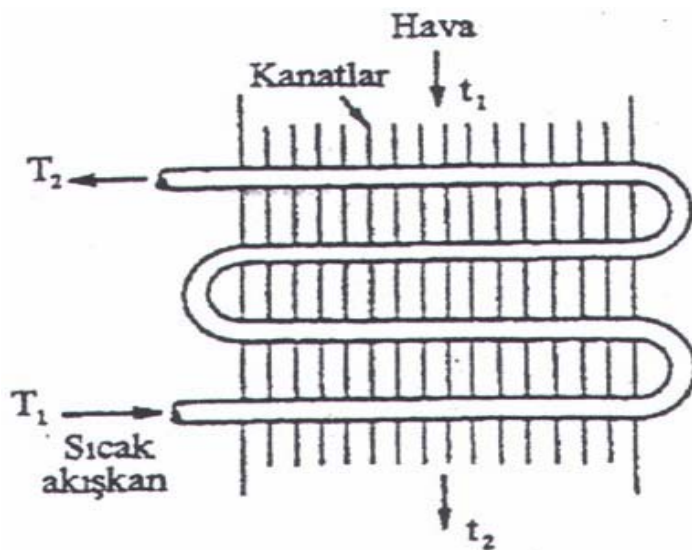
5.1. Evaporatör

Evaporatör, sıvı halindeki soğutucu akışkanın alçak basınç ve sıcaklıkta buharlaşırken gerekli buharlaşma ısısını soğutulacak ortamdan alan cihazlardır.

Evaporatörler, direkt soğutmalı ve indirekt soğutmalı olarak ikiye ayrılır. Direkt soğutmalı sistemlerde, soğutulacak ortam doğrudan doğruya soğutucu akışkan serpantini ile soğutulur. İndirekt soğutmalı sistemlerde ise serpantin vasıtasıyla soğuk su veya sıvı elde edilir ve ortamın soğutulması bu sıvı ile yapılır (32).

Evaporatörler ortam ısısının çekildiği ısı taşıyıcısının türüne göre su soğutmalı ve hava soğutmalı olarak yapılırlar.

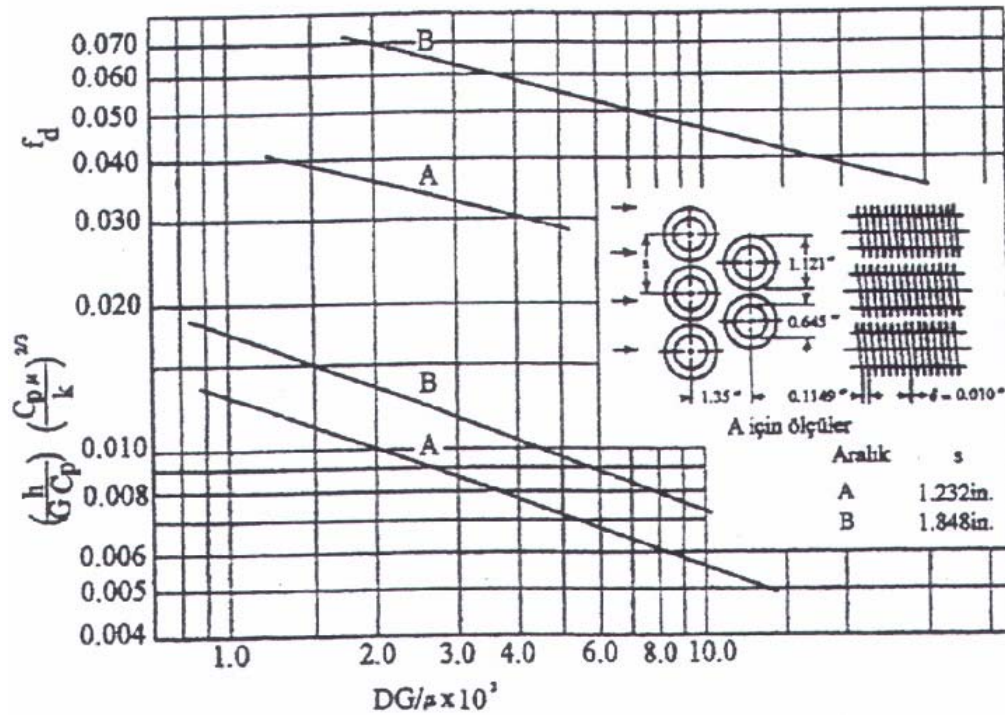
Tasarlanan sistemde kullanılacak evaporatör hava soğutmalı, karşıt-çapraz akışlı evaporatördür. Bu tip evaporatör, borular boyunca sıcak su geçtiğinden ve diğer akışkan hava olduğundan tercih edilir.



Şekil 5.1. Karşıt çapraz akışlı evaporatör

5.1.1. Dış ısı iletim katsayısı

Dış ısı transfer katsayısını belirlemek için kanatlı borularda karşıt- çapraz akış türünde sürtünme faktörlerini ve ısı transfer katsayısını veren boyut verileri kullanılacaktır. Şekil 5.2.'de verilmiş olan boyut verilerinde yüzey tipi olarak A seçilmiştir (33).



Şekil 5.2. Dairesel kanatlı borulardan çapraz akışlı geçiş için sürtünme faktörleri ve ısı transfer katsayıları, yüzeyler

Boru dış çapı 0,645inç = 16,383 mm

Kanat Kalınlığı 0,010inç = 0,254 mm

Kanat alanı / Toplam alan = 0,862

	A	B
Hava geçişi eşdeğer çap	0,01797 ft = 0,00539 mm	0,0383ft
Serbest akış alanı / ön yüzey alanı	0,443	0,628
Isı transfer alanı /toplam hacim	98,7	65,7 ft ² /ft ³

30 °C'de havanın fiziksel özellikleri (38).

$$\rho=1,1305 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu=1,896.10^{-5}$$

$$\nu=16,78.10^{-5}$$

$$k=0,02679 \text{ W/mK}$$

$$C_p=1,007 \text{ kJ/kgK}$$

Hava hızı $V=5 \text{ m/s}$ olarak seçilirse;

Havanın kütle hızı:

$$G= \rho \cdot V \quad [5.1]$$

$$Re= \frac{D \cdot G}{\mu} \quad [5.2]$$

Böylece Şekil 5.2.'den

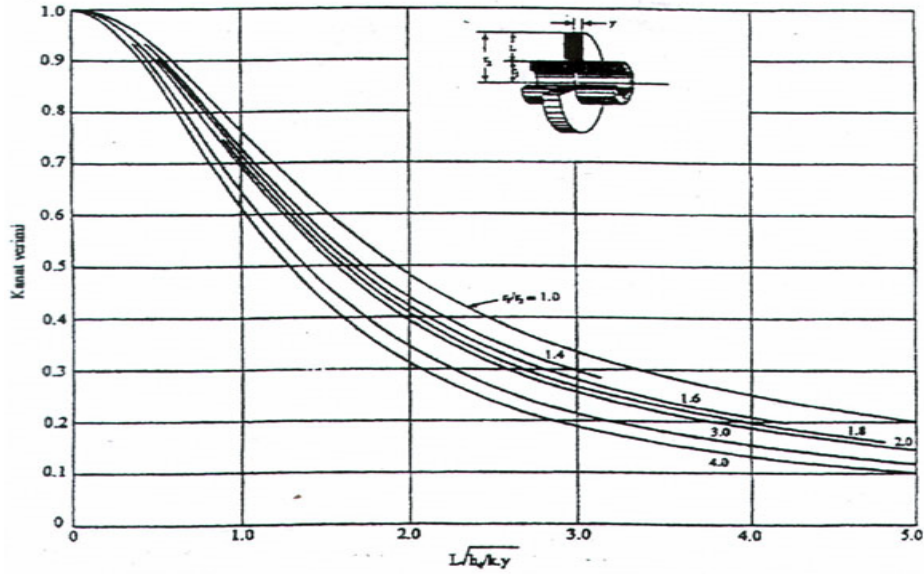
$$\left(\frac{h}{G \cdot C_p} \right) \cdot \left(\frac{C_p \cdot \mu}{k} \right)^{2/3} = 0,029 \quad [5.3]$$

$$\left(\frac{h}{5,652 \cdot 1,007} \right) \cdot \left(\frac{1,007 \cdot 1,896 \cdot 10^{-5}}{0,02679} \right)^{2/3} = 0,029 \quad [5.4]$$

$$h_d=20,68 \text{ W/m}^2\text{K}$$

5.1.2. Evaporatör boyutları

Evaporatör tasarımında kanatlı borular kullanılmıştır. Bu yüzden evaporatör boyutlarını belirlerken kanat verimi göz önüne alınmalıdır. Kanat verimi Şekil 5.3.'den ve aşağıdaki eşitliklerden hesaplanabilir.



Şekil 5.3. Dairesel Kanat Verimi (34).

Bunun için $L \sqrt{h_d / k \cdot y}$ ve r_2/r_1 ifadelerinin bulunması gerekir.

k = Alüminyum kanadın ısı iletkenliği= 211 W/m°C

y = kanat kalınlığının yarısı= 0,254/2=0,127 mm (Şekil 5.3.)

L = Kanat uzunluğu= r_2-r_1

r_1 = boru dış çapı/2= 16,383/2=8,19 mm

r_2 = Kanat Dış Çapı/2=1,121inç/2=14,236 mm

$L=14,236-8,19=6,046$ mm

Böylece;

$r_2/r_1=1,738$

$L \sqrt{h_d / k \cdot y} = 0,167$ bulunur.

Yukarıdaki iki değer kullanılarak Şekil 5.3.'den kanat verimi $\eta=0,98$ olarak bulunur.

Birim boru uzunluğunun dış yüzey ısı transfer alanı:

$$A = \frac{2[(a.b) - (\pi.D_d^2 / 4)]}{e^t} \quad [5.5]$$

Birim uzunluktan ısı transferi:

$$q_1 = h_d \cdot A \cdot \eta \cdot \Delta_t \quad [5.6]$$

Toplam boru uzunluğu:

$$L = \frac{q}{q_1} \quad [5.7]$$

Evaporatör yüzey alanı:

$$A = \pi \cdot D_d \cdot L \quad [5.8]$$

Ayrıca, zorunlu hava sirkülasyonu kanatlı tip evaporatörlerde hava hızı durumuna göre toplam ısı transfer katsayısı değerleri Çizelge 5.1.'de gösterilmiştir (33).

Çizelge 5.1. Hava hızlarına göre toplam ısı transfer katsayıları

Hava hızı	U , fg/ m ² .h. °C
Yavaş	12
Hızlı	18
Maksimum	20

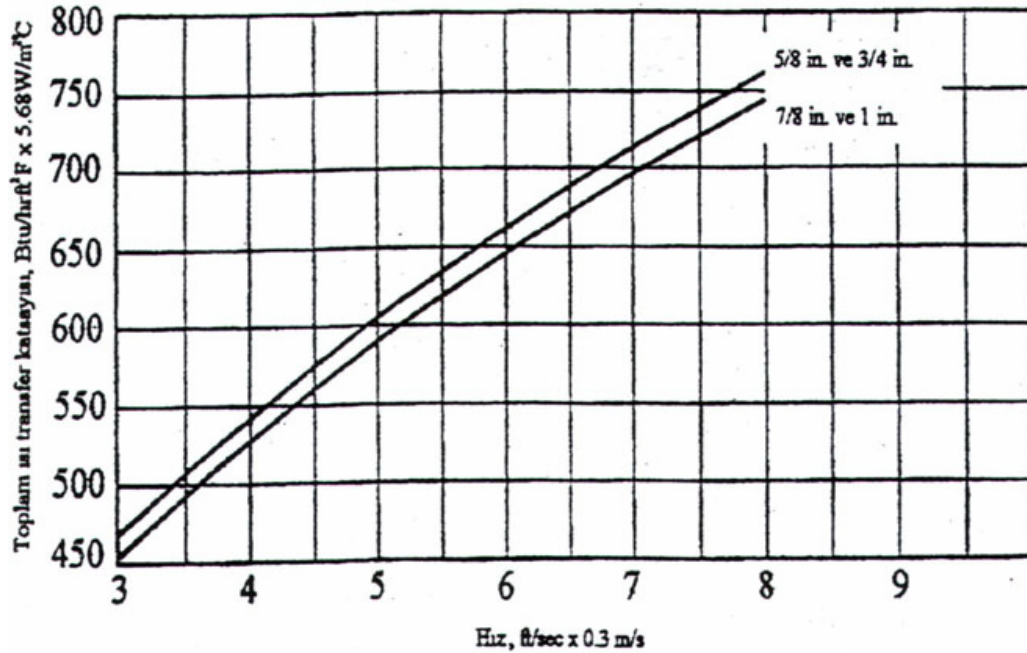
Çizelge 5.1.'de maksimum hava hızı için verilen $U=20 \text{ fg/ m}^2.\text{h. } ^\circ\text{C}=23,25 \text{ W/m}^2.\text{ } ^\circ\text{C}$ ısı transfer katsayısına değerine göre evaporatör yüzeyi:

$$q_{\text{evap}} = U \cdot A \cdot \Delta_t \quad [5.9]$$

5.2. Kondenser

Kondenserin ana görevi; generatörden yüksek basınçta gelen buhar halindeki soğutkanın ısını alarak sıvılaştırmaktadır. Kondenserler, su soğutmalı, hava soğutmalı ve evaporatif kondenserler olmak üzere üç sınıfa ayrılır (35).

Kondenser tipi, uygulama yeri ve istenen yoğuşurma kapasitesine göre seçilir. Küçük kapasiteli sistemler için hava soğutmalı, boru-kanat tipi kondenserler kullanılırken büyük kapasiteli sistemler için su soğutmalı ve gövde-boru tipi kondenserler yaygın olarak kullanılır (34). Bu yüzden bizim sistemimizde su soğutmalı, gövde-boru tipi kondenser kullanılacaktır. Bu tip kondenserlerde soğutma suyu boruların içinde dolaşırken, soğutucu akışkan dış yüzeyde bulunur (35). Su soğutmalı kondenserlerde, soğutma suyu hızı 0,9-2,4 m/s arasındadır. Soğutma suyu hızının toplam ısı transfer katsayısı üzerinde etkisi vardır ve bu etki Şekil 5.4.'de görülmektedir (34).



Şekil 5.4. Su soğutmalı kondenserler için soğutma suyu hızının toplam ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi (34).

Kondenserde kullanılacak borular bakır malzeme olup 5/8" nominal boru çapına gore $D_d=19,1$ mm, $D_i=16,9$ mm olarak seçilmiştir (38).

5.2.1 İ ısı taşınım katsayısı

Boruların içinde soğutma suyunun 1 m/s hızla dolaştığı kabul edilecektir.

$$D_i=16,9 \text{ mm}$$

$$A_i=2,225 \text{ mm}^2$$

Soğutma suyunun giriş sıcaklığı $t_{c,g}=20$ °C

Soğutma suyunun çıkış sıcaklığı $t_{c,}=30$ °C

$(t_{c,g}+ t_{c,})/2=(20+30)/2=25$ °C'de suyun fiziksel zellikleri (38).

Suyun kütlesel debisi:

$$m_c= \rho.A.V \quad [5.10]$$

$$m_c=0,223 \text{ kg/s}$$

Reynolds sayısı;

$$Re= \frac{\rho.V.D_i}{\mu} \quad [5.11]$$

İ yüzey ısı taşınım katsayısı (36).

$$\frac{h_i.D_i}{k}=0,023(Re)^{0,8}.(Pr)^{0,3} \quad [5.12]$$

Eş. 5.12. de $Re>10000$ ve $0,7<Pr<100$ için geçerlidir. Buna göre;

5.2.2. Yoğuşma film katsayısı

Yoğuşan buhar için ısı transfer katsayısı (34).

$$h_v = 0,95 \left(\frac{L.k^3.\rho^2.g}{m_v.\mu} \right)^{1/3} \quad [5.13]$$

Eş. 5.13. de tek bilinmeyen değer L/m değeridir. L/m değeri; toplam boru sayısı, bir adet boru uzunluğu ve yoğuşan buhar debisinden hesaplanabilir. $m = 0,0943$ kg/s, $L_1 = 2$ m ve,

Soğutkanın kondensere giriş sıcaklığı $t_{h,g} = 80^\circ\text{C}$

Soğutkanın kondensere çıkış sıcaklığı $t_{h,\phi} = 40^\circ\text{C}$

$(t_{h,g} + t_{h,\phi})/2 = (80 + 40) = 60^\circ\text{C}$ 'de yoğuşan suyun fiziksel özellikleri (38).

5.2.3. Toplam ısı transfer katsayısı ve kondenser boyutları

$$\frac{1}{U.A} = \frac{1}{h_i.\pi.D_i.L} + \frac{R_{fi}}{\pi.D_i.L} + \frac{\ln\left(\frac{D_d}{D_i}\right)}{2.\pi.k.L} + \frac{R_{fo}}{\pi.D_d.L} + \frac{1}{h_o.\pi.D_d.L} \quad [5.14]$$

Eş. 5.14. de R_{fi} ve R_{fo} , iç ve dış borularda kirlenme faktörü olup akışkan türüne göre verilmiştir (38).

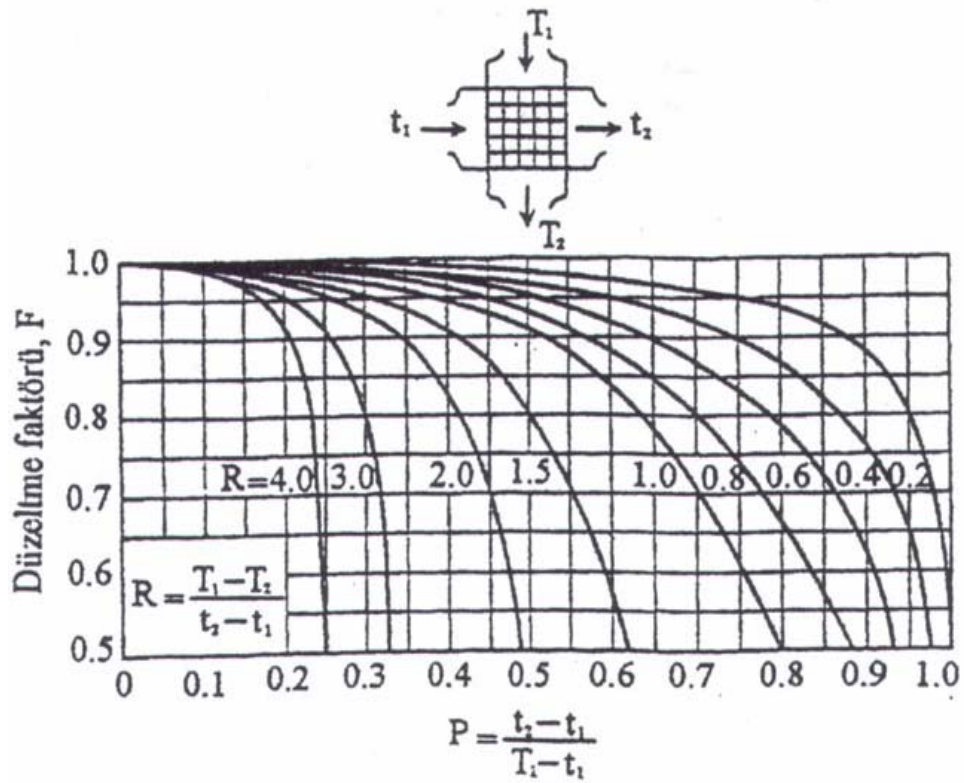
$$q = U.A.\Delta_{tm}.F \quad [5.15]$$

Δ_{tm} = Logaritmik sıcaklık farkı olup şöyle hesaplanır;

$$\Delta_{tm} = \frac{(t_{h,g} - t_{c,\phi}) - (t_{h,\phi} - t_{c,g})}{\ln\left(\frac{t_{h,g} - t_{c,\phi}}{t_{h,\phi} - t_{c,g}}\right)} \quad [5.16]$$

Kapasite belirleme ve boyutlandırma problemleri sıcak ve soğuk akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıkları ve ısı transfer katsayısı verilmişse LOSF yöntemi kullanılarak kolayca çözülebilir.

Akışın geçiş sayısına ve eşanjör tipine bağlı kalarak her biri duruma uyan (LOSF)'nı veren matematiksel ifadenin bulunması oldukça karmaşıktır. Bulunan matematiksel ifadelerin nümerik uygulaması fazla işlem içermesi nedeni ile pratik değildir. Bu nedenle uygulamada genel olarak (LOSF) düzeltme faktörü "F" kullanılmaktadır. Düzeltme faktörü F, Şekil 5.5. kullanılarak belirlenebilir.



Şekil 5.5. Düzeltme faktörü

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad [5.17]$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad [5.18]$$

Kondenserden atılması gereken ısı $q_{kon} = 233,519$ kW olduğuna göre Eş. 5.15. den;

L = 88,73 m toplam boru uzunluğu bulunur.

Toplam kondenser yüzeyi;

$$A_T = \pi \cdot D_d \cdot L \quad [5.19]$$

Boyu $L = 2$ m olan bir borunun ısı transferi yapan yüzeyi;

$$A_1 = \pi \cdot D_m \cdot L_1 \quad [5.20]$$

Boru sayısı;

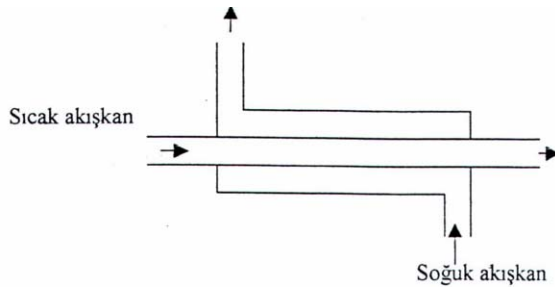
$$n = \frac{A_T}{A_1} \quad [5.21]$$

$n = 47$ adet boru bulunur.

Sonuç olarak, başlangıçta kabul ettiğimiz $n=50$ adet ve $L_1 = 2$ m boru uzunluğu değerleri ile yukarıda hesaplamalarda bulunan değerler yaklaşık olarak eşit bulunmuştur.

5.3. Isı Değiştiricisi

LiBr-H₂O akışkan çifti kullanılan absorpsiyonlu soğutma sisteminde Şekil 5.6'de gösterildiği gibi tek geçişli, gövde-boru tipi ve karşıt akışlı ısı değiştirgeci kullanılacaktır. Isı değiştirgecinin boruları bakır malzeme olup boyutları 2 1/2" nominal boru çapına göre dış çap 66,68 mm, iç çap 62,61 mm olarak alınabilir (38).



Şekil 5.6. Karşıt akışlı ısı değiştirgeci

Isı değiştirgeci etkenliği;

$$\text{Etkenlik } (\epsilon) = \text{Gerçek Isı Transferi} / \text{Eşanjörün vereceği max. Isı transferi} \quad [5.22]$$

$$\text{Gerçek ısı transferi} = q = C_h(t_{h,g} - t_{h,\phi}) = C_c(t_{c,\phi} - t_{c,g}) \quad [5.23]$$

Eşanjörün vereceği maksimum ısı miktarı;

$$q_{\max.} = C_{\min}(t_{h,g} - t_{c,g}) \quad [5.24]$$

$$C_h = C_{ph} \cdot m_h \quad [5.25]$$

$$C_c = C_{pc} \cdot m_c \quad [5.26]$$

m_h : Zengin LiBr eriyiğinin kütleli debisi (kg/s)

C_{ph} : Zengin LiBr eriyiğinin özgül ısısı (kJ/kgK)

m_c : Fakir LiBr eriyiğinin kütleli debisi (kg/s)

C_{pc} : Fakir LiBr eriyiğinin özgül ısısı (kJ/kgK)

$t_{h,g}$: Zengin LiBr eriyiğinin ısı değiştirgecine giriş sıcaklığı = 80 °C

$t_{h,\phi}$: Zengin LiBr eriyiğinin ısı değiştirgecinden çıkış sıcaklığı

$t_{h,ort}$: $(t_{h,g} + t_{h,\phi})/2$ = Zengin LiBr eriyiğinin aritmetik ortalama sıcaklığı

$t_{c,g}$: Fakir LiBr eriyiğinin ısı değiştirgecine giriş sıcaklığı = 40 °C

$t_{c,\phi}$: Fakir LiBr eriyiğinin ısı değiştirgecinden çıkış sıcaklığı

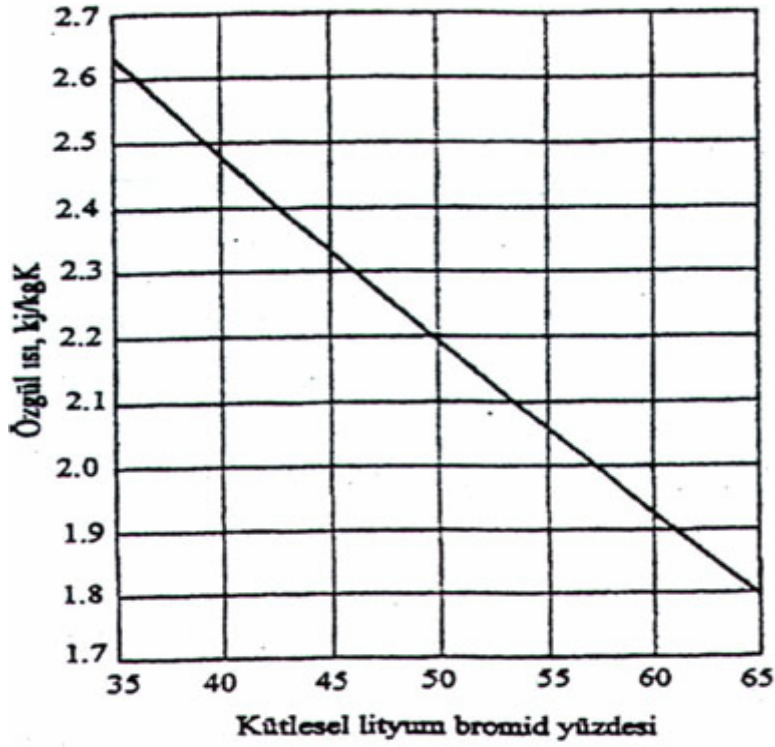
$t_{c,ort}$: $(t_{c,\phi} + t_{c,g})/2$ = Fakir LiBr eriyiğinin aritmetik ortalama sıcaklığı

$t_{h,g}$ ve $t_{h,\phi}$ sıcaklıkları, NTU metoduyla hesaplanacaktır. Isı değiştirgeci etkenliği (ϵ), ilk olarak 0,60 değeri alınarak hesaplamalar yapılacaktır.

$$C_h = C_{ph} \cdot m_h \quad [5.25]$$

$$C_c = C_{pc} \cdot m_c \quad [5.26]$$

LiBr eriyiğinin özgül ısıları Şekil 5.7. yardımıyla bulunabilir.



Şekil 5.7. LiBr-su eriyiğinin özgül ısısı (33)

$$m_c = 2,774 \text{ kg/s}$$

$$m_h = 2,68 \text{ kg/s}$$

$$C_{ph} (\% 59 \text{ LiBr konsantrasyonu}) \approx 1,96 \text{ kJ/kgK,}$$

$$C_{pc} (\% 57 \text{ LiBr konsantrasyonu}) \approx 2,02 \text{ kJ/kgK,}$$

Eş. 5.25. ve Eş. 5.26. dan;

$$C_c = C_{\max} = C_{pc} \cdot m_c = 5603,48 \text{ W/K}$$

$$C_h = C_{\min} = C_{ph} \cdot m_h = 5252,8 \text{ W/K}$$

$$C_h < C_c \text{ ise } C_{\min} = C_h \quad [5.27]$$

$$C_c < C_h \text{ ise } C_{\min} = C_c \quad [5.28]$$

Burada, $C_h < C_c$ ve dolayısıyla $C_h = C_{\min}$ olduğuna göre zengin LiBr eriyiğinin ısı değiştirgecinden çıkış sıcaklığı $t_{h,\phi}$ şöyle hesaplanabilir (33).

$$\varepsilon = \frac{C_h(t_{h,g} - t_{h,\zeta})}{C_{\min}(t_{h,g} - t_{c,g})} \quad [5.29]$$

$$\varepsilon = \frac{(t_{h,g} - t_{h,\zeta})}{(t_{h,g} - t_{c,g})} \quad [5.30]$$

Fakir LiBr eriyiğinin ısı değıştirgecinde çıkış sıcaklığı $t_{c,\zeta}$ (33).

$$\varepsilon = \frac{C_c(t_{c,\zeta} - t_{c,g})}{C_{\min}(t_{h,g} - t_{c,g})} \quad [5.31]$$

$$\varepsilon = \frac{C_c(t_{c,\zeta} - t_{c,g})}{C_h(t_{h,g} - t_{c,g})} \quad [5.32]$$

Zengin eriyik tarafı:

$$t_{h,g} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{h,\zeta} = 56 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{h,\text{ort}} = (t_{h,g} + t_{h,\zeta})/2 = (80+56)/2 = 68 \text{ }^\circ\text{C} \quad [5.33]$$

Fakir eriyik tarafı:

$$t_{c,g} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{c,\zeta} = 62,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{c,\text{ort}} = (t_{c,g} + t_{c,\zeta})/2 = (40+62,5)/2 = 51,25 \text{ }^\circ\text{C} \quad [5.34]$$

Isı transfer yüzey alanı: $A = \pi.L.D$

5.3.1. İç ısı taşınım katsayısı

Boru içindeki akış için ısı transfer katsayısı, akışın türüne göre aşağıdaki eşitlikten hesaplanabilir (36). Bunun için önce akışın türünün belirlenmesi gerekir. İç taraftan sıcak eriyik geçmektedir.

İç yüzey ısı taşınım katsayısı (36).

$$\frac{h_i \cdot D_i}{k} = 0,023(Re)^{0,8} \cdot (Pr)^{0,3} \quad [5.12]$$

Eş. 5.12. de $Re > 10000$ ve $0,7 < Pr < 100$ için geçerlidir.

Sıcak eriyik için Reynolds sayısı;

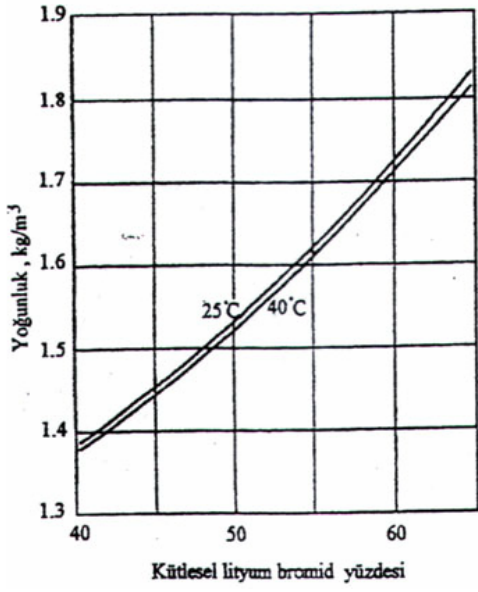
$$Re = \frac{D_i \cdot G}{\mu_h} \quad [5.35]$$

$$G = \frac{m}{\pi \cdot D^2 / 4} = 872,96 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

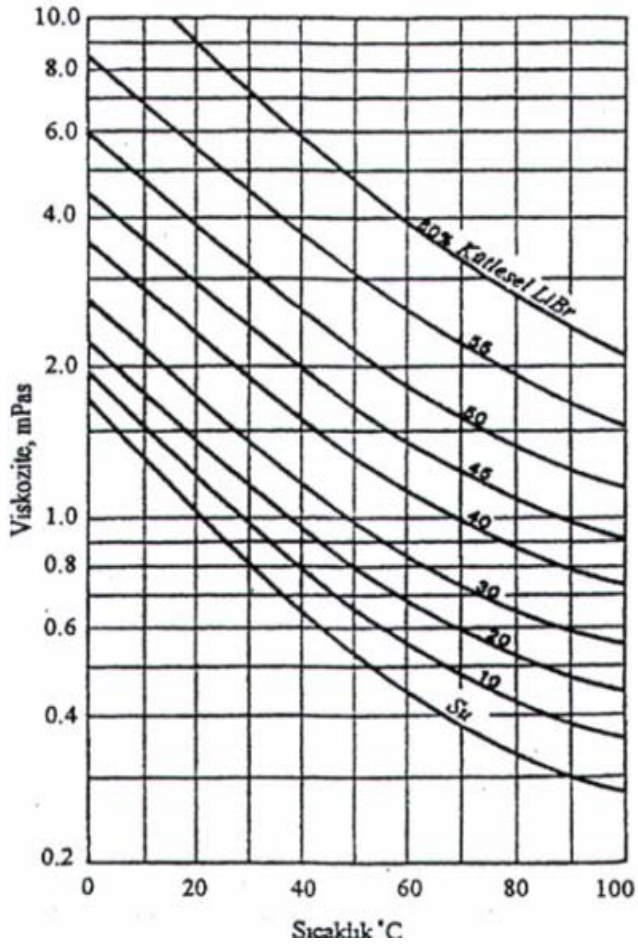
Prandatl sayısı;

$$Pr = \frac{\mu_h \cdot C_{ph}}{k_h} \quad [5.36]$$

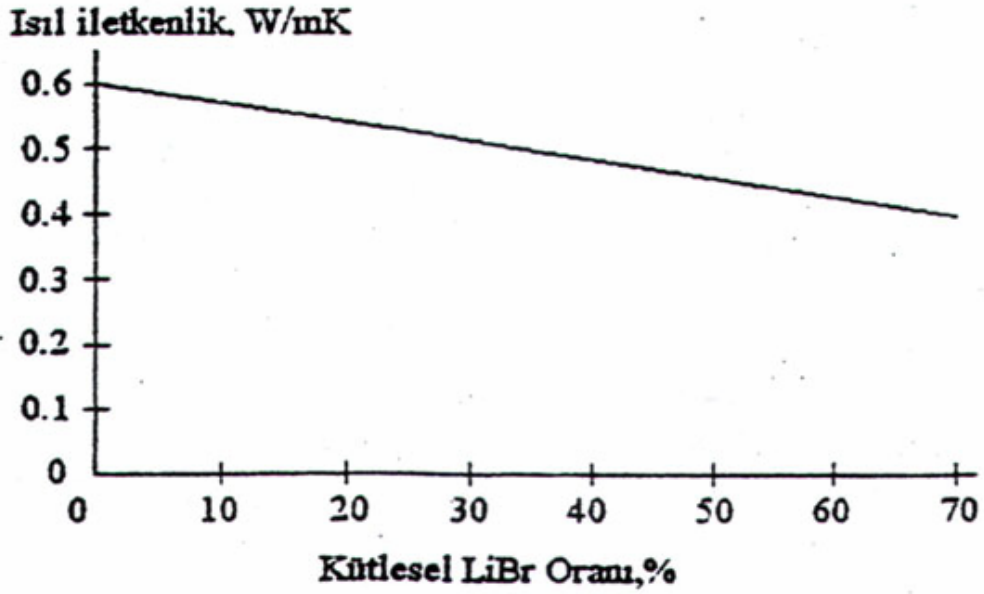
LiBr-su eriyiğinin yoğunlukları, viskoziteleri ve ısı iletkenleri sırasıyla Şekil 5.8., Şekil 5.9. ve Şekil 5.10. yardımıyla bulunabilir.



Şekil 5.8. LiBr-su eriyiği yoğunluğu (33)



Şekil 5.9. LiBr-su eriyiği viskoziteleri (33)



Şekil 5.10. 20 °C’de LiBr ağırlığının bir fonksiyonu olarak LiBr-su eriyiğinin ısı iletkenliği (33)

Ayrıca LiBr eriyiğinin ısı iletkenliği Çizelge 5.2 yardımıyla da belirlenebilir.

Çizelge 5.2. Çeşitli eriyiklerin ısı iletkenlikleri

Eriyik	Ağırlık (%) t, °C	0	10	20	30	40	50
KNO ₂	20	0,599	0,584	0,566	0,547	0,527	0,508
K ₂ SO ₄	20	0,599	0,590				
K ₂ CO ₃	20	0,599	0,592	0,583	0,564	0,540	0,509
MgCl ₂	20	0,599	0,573	0,547	0,516		
MgSO ₄	20	0,599	0,592	0,583			
CaCl ₂	20	0,599	0,587	0,576	0,561	0,545	
BaCl ₂	20	0,599	0,590	0,578			
BaBr ₂	20	0,599	0,583	0,564	0,542	0,515	
SbCl ₃	20	0,599	0,588	0,576	0,562		
ZnSO ₄	20	0,599	0,587	0,574	0,559		
ZnCl ₂	20	0,599	0,577	0,551	0,521	0,486	
LiCl	20	0,599	0,577	0,554	0,538		
LiBr	20	0,599	0,572	0,542	0,507	0,471	
LiSO ₄	20	0,599	0,593	0,587			
NH ₄ Cl	20	0,599	0,531	0,531			
AgNO ₃		0,599					

C_{ph} = Zengin LiBr eriyiğinin özgül ısısı

C_{ph} = (% 59 LiBr konsantrasyonu) $\approx 1,96$ kJ/kgK,

ρ_h = Zengin LiBr eriyiğinin yoğunluğu

ρ_h = (%59 LiBr eriyiğini konsantrasyonu ve $t_{h,ort} = 68$ °C) ≈ 1700 kg/m³ Şekil 5.8.

μ_h = Zengin LiBr eriyiğinin viskozitesi

μ_h = (%59 LiBr eriyiğini konsantrasyonu ve $t_{h,ort} = 68$ °C) $\approx 3,5 \cdot 10^{-3}$ kg/ms Şekil 5.9.

k_h = Zengin LiBr eriyiğinin ısı iletkenliğı

k_h = (%59 LiBr eriyiğini konsantrasyonu ve $t = 20$ °C) $\approx 0,41$ W/mK, Şekil 5.10. ve Çizelge 5.2.

$$Re = \frac{D_i \cdot G}{\mu_h} = 15616 \quad [5.11]$$

$$Pr = \frac{\mu_h \cdot C_{ph}}{k_h} = 16,64 \quad [5.36]$$

5.3.2. Dış ısı taşınım katsayısı

Silindirik boruların dış yüzey ısı transfer katsayısı, doğal konveksiyonla ısı geçişinde kullanılan eşitlikler ile hesaplanabilir (37).

$$Nu = \frac{h_d \cdot D_d}{k_c} = 0,55 \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,2} \quad [5.37]$$

Eş. 5.37. de $Gr \cdot Pr \leq 10^8 - 10^9$ sınırları için geçerlidir. (Laminer)

Silindirik borularda türbülanslı doğal konveksiyonla ısı geçişi için (37).

$$Nu = \frac{h_d \cdot D_d}{k_c} = 0,129 \cdot (Gr \cdot Pr)^{1/3} \quad [5.38]$$

Eş. 5.38. de ise $Gr \cdot Pr \geq 10^8 - 10^9$ sınırları için geçerlidir. Bu yüzden h_d değerini hesaplamak için ilk önce Gr ve Pr sayılarının hesaplanması gerekir. (türbülans)

Grashof sayısı;

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot D_d^3 \cdot \rho_c^2 \cdot \Delta_t}{\mu_c^2} \quad [5.39]$$

Prandtl sayısı;

$$Pr = \frac{\mu_c \cdot C_{pc}}{k_c} \quad [5.36]$$

C_{pc} : Fakir eriyiğin özgül ısısı

$C_{pc} = (\%57 \text{ LiBr konsantrasyonu}) \approx 2,02 \text{ kJ/kgK}$,

ρ_c : Fakir LiBr eriyiğinin yoğunluğu

$\rho_c = (\% 57 \text{ LiBr konsantrasyonu ve } t_{c,ort} = 51,25 \text{ }^\circ\text{C}) \approx 1700 \text{ kg/m}^3$ Şekil 5.8.

μ_c : Fakir LiBr eriyiğinin viskozitesi

$\mu_c = (\% 57 \text{ LiBr konsantrasyonu ve } t_{c,ort} = 51,25 \text{ }^\circ\text{C}) \approx 3,75 \cdot 10^{-3} \text{ kg/ms}$ Şekil 5.9.

k_c : Fakir LiBr eriyiğinin ısı iletkenliği

$k_c = (\% 57 \text{ LiBr konsantrasyonu ve } t = 20 \text{ }^\circ\text{C}) \approx 0,43 \text{ W/mK}$, Şekil 5.10. veya Çizelge 5.2.

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$

β : Hacimsel genişleme katsayısı (su için alınır) $= 0,18 \cdot 10^{-3}$

$$D_d = 66,68 \text{ mm}$$

$$\Delta t = t_b - t_w$$

$$t_b = \text{Ortalama ortam sıcaklığı} = 68 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_w = \text{Cidar yüzey sıcaklığı} = (t_{h,ort} + t_{c,ort})/2 = (68,21 + 51,25)/2 = 59,625 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = 8,375 \text{ }^\circ\text{C}$$

Değerler yerine konursa;

$$\frac{h_d \cdot D_d}{k_c} = 0,129 \cdot (\text{Gr.Pr})^{1/3} \quad [5.37]$$

$$h_d = 106,51 \text{ W/m}^2\text{K}$$

5.3.3. Toplam ısı transfer katsayısı ve ısı değiştirgeci boyutları

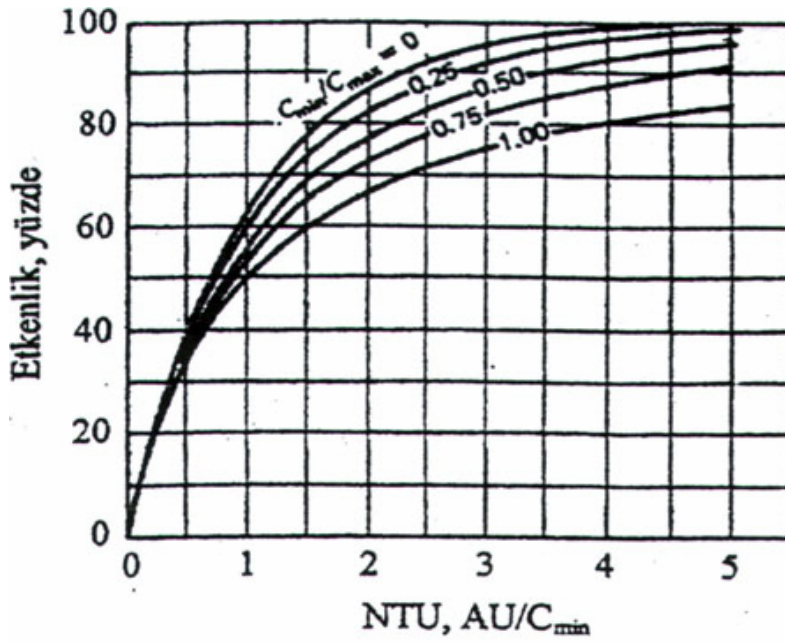
Toplam ısı transfer katsayısı aşağıdaki denklem yardımıyla bulunabilir (36).

$$\frac{1}{U} = \left(\frac{D_d}{D_i} \right) \frac{1}{h_i} + D_d \frac{\ln \left(\frac{D_d}{D_i} \right)}{2 \cdot k} + \frac{1}{h_d} \quad [5.40]$$

Başlangıçta kabul edilen ısı değiştirgeci etkenliği (ϵ) = 0,60 değerinin kontrol edilebilmesi için NTU sayısı ve C_{\min}/C_{\max} değerleri hesaplanarak Şekil 5.11. den düzeltilmiş ϵ değeri okunur.

$$\text{NTU} = \text{AU}/C_{\min} \quad [5.41]$$

Şekil 5.10'dan ısı değiştirgeci etkenliği (ϵ) değeri 0,58 olarak okunur. Bu değer ilk başta kabul ettiğimiz 0,60 değeri ile çok yakındır. Böylece ısı değiştirgecinde $L=300\text{m}$, $A = 58,9 \text{ m}^2$ olarak bulunur.



Şekil 5.11. Karşıt akışlı ısı değiştirgeci için etkenlik katsayısı

Boyu $L=3$ m olan bir borunun ısı transfer yapan yüzeyi Eş. 5.20. den;

$$A_1 = \pi \cdot D_m \cdot L$$

Boru sayısı Eş. 5.21. den

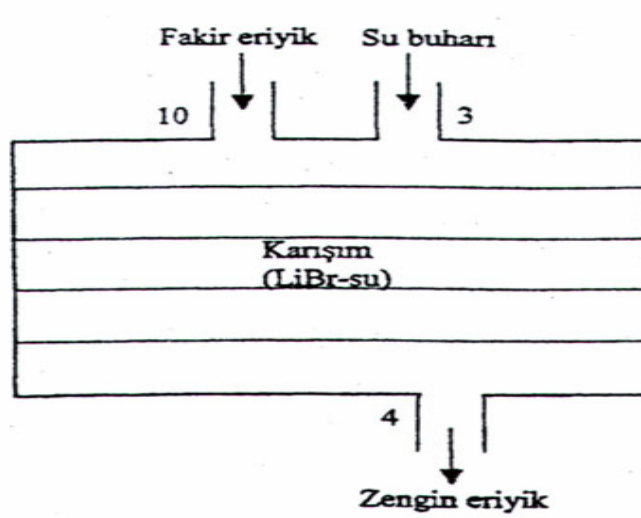
$$n = \frac{A_T}{A_1}$$

$n = 97$ adet boru bulunur.

5.4. Absorber

Absorbsiyonlu sistemin en önemli kısımlarından biri absorberdir. Absorberin görevi, absorbentle soğutkan arasındaki absorblama işlemini kolaylaştırmaktır. Absorblama işlemi ekzotermik bir reaksiyondur. Soğutkanla absorbentin yüksek afinitesi (ilgisi) olması gerekir. Bu da düşük eriyik konsantrasyonu ve düşük eriyik sıcaklıklarında sağlanır.

Şekil 5.12.'de görüldüğü gibi absorber, evaporatörden gelen su buharı ve ısı değiştirgecinden gelir fakir eriyikle karışarak zengin eriyiğin olduğu karıştırma yeridir.



Şekil 5.12. Absorber

Tasarlanan sistemde kullanılacak absorber, ısı yükü fazla olduğu için su soğutmalı yapılacaktır. Su soğutmalı absorberde; kondensere benzer olarak, soğutma suyu boruların içinden 0,9-2,4 m/s hızla dolaşırken LiBr-su eriyiği dış yüzeyde bulunacaktır (7). Absorberde kullanacağımız borular bakır malzeme olup 2 1/2" nominal boru çapına göre $D_d = 66,68$ mm, $D_i = 62,61$ mm olarak seçilir (38).

5.4.1. İç ısı taşınım katsayısı

Boruların içinde soğutma suyunun 1 m/s hızla dolaştığı kabul edilecektir.

$$D_i = 62,61 \text{ mm}$$

$$A_i = 3,08 \cdot 10^{-3} \text{ mm}^2$$

Soğutma suyunun giriş sıcaklığı $t_{c,g} = 20$ °C

Soğutma suyunun çıkış sıcaklığı $t_{c,\phi} = 30$ °C

$$(t_{c,g} + t_{c,\phi})/2 = (20+30)/2 = 25 \text{ °C}' \text{ de suyun fiziksel özellikleri (38).}$$

Suyun kütleli debisi:

$$m_c = \rho \cdot A \cdot V \quad [5.10]$$

$$m_c = 3 \text{ kg/s}$$

Reynolds Sayısı:

$$Re = \frac{D_i \cdot G}{\mu_h} \quad [5.35]$$

İç yüzey ısı taşınım katsayısı Eş.5.12. denkleminde verildiği gibi hesaplanır (36).

$$\frac{h_i \cdot D_i}{k} = 0,023(Re)^{0,8} \cdot (Pr)^{0,3} \quad [5.12]$$

Eş. 5.12. denkleminde göre $Re > 10000$ ve $0,7 < Pr < 100$ için geçerlidir. Buna göre;

$$h_i = 3075,49 \text{ W/m}^2\text{K} \text{ bulunur.}$$

5.4.2. Dış ısı taşınım katsayısı

Silindirik boruların dış yüzey ısı transfer katsayısı, doğal konveksiyonla ısı geçişinde kullanılan eşitlikler yardımıyla hesaplanabilir.

Karışım odasının entalpisi ve sıcaklığı Şekil 5.12. göz önüne alınarak şöyle hesaplanabilir;

$$m_3 \cdot h_3 + m_{10} \cdot h_{10} = (m_3 + m_{10}) \cdot h_{kar} \quad [5.42]$$

$$h_{kar} = -44,83 \text{ kJ/kg} \text{ olarak hesaplanır. Karışım sıcaklığı ise } t_{kar} = 96 \text{ }^\circ\text{C}$$

$t_{kar} = 96 \text{ }^\circ\text{C}$ 'de LiBr eriyiğinin fiziksel özellikleri:

Silindirik borularda laminar doğal konveksiyonla ısı geçişi için;

$$\text{Nu} = \frac{h_d \cdot D_d}{k_c} = 0,55 \cdot (\text{Gr} \cdot \text{Pr})^{0,2} \quad [5.37]$$

Yukarıdaki Eş. 5.37. denklemini $\text{Gr} \cdot \text{Pr} \leq 10^8 - 10^9$ sınırları için geçerlidir.

$$\text{Nu} = \frac{h_d \cdot D_d}{k_c} = 0,129 \cdot (\text{Gr} \cdot \text{Pr})^{1/3} \quad [5.38]$$

Eş. 5.38. denklemini ise $\text{Gr} \cdot \text{Pr} \geq 10^8 - 10^9$ sınırları için geçerlidir. Bu yüzden h_d değerini hesaplamak için öncelikli olarak Gr ve Pr sayılarının hesaplanması gerekir.

Grashof sayısı;

$$\text{Gr} = \frac{g \cdot \beta \cdot D_d^3 \cdot \rho_c^2 \cdot \Delta_t}{\mu_c^2} \quad [5.39]$$

$$\text{Gr} = 1306056,718$$

Prandatl sayısı;

$$\text{Pr} = \frac{\mu_c \cdot C_{pc}}{k_c} \quad [5.36]$$

$$\text{Pr} = 16,44$$

$\text{Gr} \cdot \text{Pr} = 21471572,44 = 2,1 \cdot 10^7 < 10^8 - 10^9$ olduğu için Eş. 5.37. kullanılarak h_d değeri hesaplanır.

$$h_d = 241,43 \text{ W/m}^2$$

5.4.3. Toplam ısı transfer katsayısı ve absorber boyutları

Toplam ısı transfer katsayısı Eş. 5.14. yardımıyla bulunabilir.

$$\frac{1}{U.A} = \frac{1}{3075.\pi.62,61.10^{-3}.L} + \frac{0,176.10^{-3}}{\pi.62,61.10^{-3}.L} + \frac{\ln\left(\frac{66,68}{62,61}\right)}{2.\pi.385.L} + \frac{1}{241,43.\pi.66,68.10^{-3}.L} \quad [5.43]$$

$$\frac{1}{U.A} = \frac{0,02}{L}$$

U.A = 50.L bulunur.

$$q = U.A. \Delta t_m. F$$

Logaritmik sıcaklık farkı Δt_m değeri Eş. 5.16. kullanılarak hesaplanabilir;

$$\Delta t_m = 37,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

F düzeltme faktörü Şekil 5.5.'ten bulunur.

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad [5.17]$$

$$P = 0,108$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad [5.18]$$

$$R = 7$$

Böylece düzeltme faktörü F, Şekil 5.5.'ten F = 1 olarak bulunur.

Absorberden atılması gereken ısı $q_{\text{abs}} = 319,666 \text{ kW}$ olduğuna göre Eş. 5.15. den;

$L = 171,86 \text{ m} \approx 172 \text{ m}$ toplam boru uzunluğu bulunur.

Toplam absorber yüzeyi, Eş. 5.19. kullanılarak;

$A_T = 36 \text{ m}^2$ olarak hesaplanır.

5.5. Generatör

LiBr-su eriyiğine ısı transfer etmek için generatör bir ısıtıcı olarak düşünülecektir. Isıtıcı içine sarılmış boruların içinden LiBr-su eriyiği, boruların dışından jeotermal enerjiden sağlanan sıcak su geçmektedir. Generatörde, bakır boru kullanılacak olup boyutları 2 1/2" nominal çapına göre $D_d = 66,68 \text{ mm}$, $D_i = 62,61 \text{ mm}$ olarak seçilir (38).

5.5.1. İç ısı taşınım katsayısı

İçteki borulardan sıvı LiBr eriyiği geçtiğine göre eriyiğin fiziksel özellikleri bulunacaktır. Sıvı LiBr eriyiğinin ve buharın (% 57 konsantrasyon) fiziksel özellikleri akışkanın ortalama film sıcaklığında alınır.

Sıvı LiBr eriyiğinin ortalama sıcaklığı;

$$t_b = (t_i + t_e)/2 \quad [5.44]$$

t_b : LiBr eriyiğinin ortalama sıcaklığı

$t_i =$ Akışkanın giriş sıcaklığı = $62,5 \text{ }^\circ\text{C}$

$t_e =$ Akışkanın çıkış sıcaklığı = $80 \text{ }^\circ\text{C}$

$$t_b = (80 + 62,5)/2 = 71,25 \text{ }^\circ\text{C}$$

Ortalama film sıcaklığı, LiBr eriyiğinin ortalama sıcaklığı ve cidar sıcaklığının aritmetik sıcaklık ortalaması olarak alınır.

$$t_f = (t_w + t_b)/2 \quad [5.45]$$

$$t_w = (t_s + t_b)/2 \quad [5.46]$$

t_w : Cidar sıcaklığı

t_b = LiBr eriyiğinin ortalama sıcaklığı= 71,25 °C

t_s = Depolama tankı sıcaklığı = 80 °C

$$t_w = (80+71,25)/2=72,625 \text{ °C}$$

$$t_f = (75,625+71,25)/2 = 73,4375 \text{ °C}$$

$t_f = 73,4375 \text{ °C}$ ortalama film sıcaklığında LiBr eriyiğinin fiziksel özellikleri;

$$C_{pl} = 2,02 \text{ kJ/kgK}$$

$$\rho_l = 1650 \text{ kg/m}^3$$

$$e_l = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ kg/ms}$$

$$k_l = 0,4314 \text{ W/mK}$$

$$\rho_v = 0,29 \text{ kg/m}^3$$

$$Pr_l = \frac{\mu_l \cdot C_{pl}}{k_l} \quad [5.47]$$

$$Pr_l = 11,7$$

Boruların içinde çekirdek ve konveksiyon kaynaması olduğu düşünülürse;

$$\frac{h_i \cdot D_i}{k_i} = 0,06 \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,28} \left(\frac{D_i \cdot G \cdot X}{\mu_l} \right)^{0,87} \cdot Pr_l^{0,4} \quad [5.48]$$

G : Karışımın Kütleli hızı

$$G = \frac{m}{\pi \cdot D^2 / 4} \quad [5.49]$$

$$G = 924,66 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

X : Buhar kuruluğu

h_i : iç ısı transfer katsayısı

$$\rho = 1650 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu_l = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ kg/ms}$$

$$k_l = 0,4314 \text{ W/mK}$$

$$\rho_v = 0,29 \text{ kg/m}^3$$

$$Pr_l = 11,7$$

Eş. 5.48. den;

$$h_i = 11,234 \cdot (23157,18 \cdot X)^{0,87} \text{ bulunur.}$$

Boruların içindeki buhar kütle kalitesi 0 ile 0,03394 (0,0943 kg/buhar / 2,774 kg eriyik) arasında değişir. Buna göre kaynama ısı transfer katsayısı, buhar kuruluğunun bir fonksiyonu olarak bulunmuş ve aşağıda tablolastırılmıştır.

Çizelge 5.3. Buhar kuruluk derecesinin bir fonksiyonu olarak iç ısı transfer katsayısı

X	h
0,0000	0,000000
0,0034	501,4110
0,0068	916,4180
0,0102	1304,046
0,0136	1674,892
0,0170	2033,768
0,0204	2383,357
0,0238	2725,398
0,0272	3061,138
0,0306	3391,474
0,0340	3717,043

Çizelge 5.3. den $h_{i,ort}$ bulunmuştur.

$$h_{i,ort} = 1973,5 \text{ W/m}^2\text{K}$$

5.5.2. Dış ısı taşınım katsayısı

Boruların dışından jeotermal enerji ile sağlanan sıcak su geçmektedir. Silindirik boruların dış yüzey ısı transfer katsayısı, doğal konveksiyonla ısı geçişinde kullanılan eşitlikler ile hesaplanabilir (37). Bunun için önce akışkan ortalama film sıcaklığındaki suyun özelliklerinin belirlenmesi gerekir.

$$t_f = (t_w + t_\infty) / 2 \quad [5.50]$$

$$t_\infty = 80^\circ\text{C}$$

$$t_w = (t_\infty + t_b) / 2 \quad [5.51]$$

$$t_w = (80 + 71,25) / 2 = 75,625^\circ\text{C}$$

$$t_f = (75,625 + 80) / 2 = 77,8125^\circ\text{C}$$

$t_f = 77,8125^\circ\text{C}$ ' deki suyun fiziksel özellikleri (38).

Silindirik borularda laminer doğal konveksiyonla ısı geçişi için (37).

$$Nu = \frac{h_d \cdot D_d}{k_c} = 0,55 \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,2} \quad [5.37]$$

Eş. 5.37. de $Gr \cdot Pr \leq 10^8 - 10^9$ sınırları için geçerlidir.

Silindirik borularda türbülanslı doğal konveksiyonla ısı geçişi için (37).

$$\text{Nu} = \frac{h_d \cdot D_d}{k_c} = 0,129 \cdot (\text{Gr} \cdot \text{Pr})^{1/3} \quad [5.38]$$

Eş. 5.38. ise $\text{Gr} \cdot \text{Pr} \geq 10^8 - 10^9$ sınırları için geçerlidir. Bu yüzden $h_d =$ değerini hesaplamak için ilk önce Gr ve Pr sayılarının hesaplanması gerekir.

$$\text{Gr} = \frac{g \cdot \beta \cdot D_d^3 \cdot \rho_c^2 \cdot \Delta_t}{\mu_c^2} \quad [5.39]$$

$$\text{Gr} = 259243564,9$$

$$\text{Gr} \cdot \text{Pr} = 575520714,1$$

$\text{Gr} \cdot \text{Pr} = 575520714,1 \geq 10^8 - 10^9$ olduğu için Eş. 5.37. kullanılarak h_d değeri hesaplanır.

$$h_d = 1074,9 \text{ W/m}^2\text{K}$$

5.5.3. Toplam ısı transfer katsayısı ve generator boyutları

Toplam ısı transfer katsayısı aşağıdaki eşitlik yardımıyla bulunabilir (36).

$$\frac{1}{U} = \left(\frac{D_d}{D_i} \right) \frac{1}{h_i} + D_d \frac{\ln \left(\frac{D_d}{D_i} \right)}{2 \cdot k} + \frac{1}{h_d} \quad [5.40]$$

$$U = 675,675 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$q_{\text{gen}} = A \cdot U \cdot \Delta t \quad [5.52]$$

$$A = 56,03 \text{ m}^2$$

$$A = \pi \cdot D \cdot L \quad [5.53]$$

$L = 267,942 \text{ m}$ toplam boru uzunluğu bulunur.

6. MALİYET ANALİZİ

222 kW soğutma kapasitesine sahip jeotermal enerji ile çalışan bir absorpsiyonlu soğutma sistemi, doğalgaz yakmalı absorpsiyonlu soğutma sistemini ve mekanik buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminini karşılaştırdığımız zaman aşağıdaki sonuçlar bulunmuştur.

Tahmini yatırım maliyeti;

Jeotermal enerji ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemi: 50050 \$

Doğalgaz yakmalı absorpsiyonlu soğutma sistemi: 67650 \$

Mekanik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi: 50500 \$

İşletme giderleri

- Elektrik giderleri
- Yakıt giderleri
- Kimyasal maliyeti ve periyodik bakım
- Su giderleri

Şeklinde tespit edilmiştir.

Hesaplamalar, soğutma dönemi yılda 6 ay, günde 12 saat çalışacağı kabulüne göre yapılmıştır.

Çizelge 6.1. Jeotermal enerjili absorpsiyonlu soğutma sisteminin işletme giderleri

GİDER TÜRÜ	YILLIK TUTARI \$/YIL
Elektrik gideri	4600
Yakıt gideri	0
Kimyasal maliyet ve periyodik bakım	1760
Su gideri	2850
TOPLAM	9210

Jeotermal enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemi için yakıt gideri olmadığından yakıt gideri sıfır (0) alınabilir.

Çizelge 6.2. Doğalgaz yakmalı absorpsiyonlu soğutma sisteminin işletme giderleri

GİDER TÜRÜ	YILLIK TUTARI \$/YIL
Elektrik gideri	3150
Yakıt gideri	9980
Kimyasal maliyet ve periyodik bakım	715
Su gideri	2375
TOPLAM	16220

Çizelge 6.3. Mekanik buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminin işletme giderleri

GİDER TÜRÜ	YILLIK TUTARI \$/YIL
Elektrik gideri	11030
Yakıt gideri	0
Kimyasal maliyet ve periyodik bakım	1000
Su gideri	1425
TOPLAM	13455

Üç sistemi karşılaştırdığımız zaman doğalgaz yakmalı absorpsiyonlu soğutma sistemi ve mekanik buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi tahmini yatırım maliyeti ve işletme giderleri bakımından jeotermal enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemine göre daha fazla maliyete sahip olduğu görülmüştür. Bölgenin özellikleri dikkate alındığında jeotermal enerji ile absorpsiyonlu soğutma yapılması ülke ekonomisine katkıda bulunacağı gibi, çevre kirliliği açısından da büyük önem arz etmektedir.

7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Aydın ili Köşk ilçesi için tasarlanan jeotermal enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemiyle, jeotermal kuyulara 4 km uzaklıkta bulunan 64 dairesel Köşkkent Yapı Kooperatifi için gerekli olan sistem elemanları seçilerek bir soğutma sistemi tasarlanmıştır. Jeneratör sıcaklığı 80 °C olarak seçilmiştir. Seçilen sistemin diğer sistemlerle karşılaştırılması yapılmıştır.

Jeotermal enerjili soğutma sistemlerinde yaygın olarak LiBr-H₂O ve NH₃-H₂O absorbent-soğutkan çiftleri kullanılmaktadır. Su, yüksek buharlaşma ısısına sahip iyi bir soğutkandır. Amonyak da yüksek buharlaşma ısısına sahip olup sudan çok daha düşük sıcaklıklarda çalışabildiği için soğutma, dondurma ve iklimlendirme için ideal bir soğutkandır. Bununla birlikte, çevre ve performans açısından LiBr-H₂O absorbent-soğutkan çifti daha avantajlıdır. Tasarlanan sistemde 80 °C jeneratör sıcaklığı için COP değeri 0,63 olarak bulunmuştur.

LiBr-H₂O çifti ile çalışan absorpsiyonlu sistemlerde eveparatör sıcaklıkları teoride 0-12 °C arasında değişmektedir. Buna rağmen pratikte 4 °C'nin altında çalışmasının uygun olmadığı değerlendirilmektedir.(suyun donmasına karşı) Eveparatör sıcaklığının artması, jeneratör sıcaklığını azaltacak ve COP değerini arttıracaktır. Bu yüzden eveparatör sıcaklığı 10 °C olarak alınmıştır. Seçilen sistemde jeneratör sıcaklığı yüksek olduğu için daha eveparatör sıcaklıklarında bile yüksek performans sağlanabilir.

Tasarlanan sistemde, kondenser ve absorber su soğutmalı olarak düşünülmüştür. Böyle bir tasarımla jeneratör sıcaklığını düşük tutmak, daha yüksek performans katsayısı sağlamak ve kondenser ile absorber boyutlarını daha küçük tutmak amaçlanmıştır. Su soğutmalı olarak tasarlanan absorber ve kondenserde absorber yüzeyi 36 m², kondenser yüzeyi 5,321 m² olarak bulunmuştur. Yapılan araştırmalar sonucunda, su soğutmalı sistemlerin hava soğutmalı sistemlere nazaran daha düşük jeneratör sıcaklığında yüksek COP değerlerinin elde edildiği görülmüştür. Ayrıca su soğutmalı sistemlerde kristalleşme problemi hava soğutmalı sistemlere nazaran daha

azdır. Çünkü kristalleşme olayı yüksek sıcaklıklarda %68 LiBr oranından sonra oluşmaktadır. Buna karşılık, su soğutmalı kondenser ve absorberler korozyon, kirlenme faktörü ve soğutma kulesi maliyeti gibi dezavantajlara sahiptir.

Sonuç olarak, mekanik sıkıştırımlı sistemler yüksek miktarda elektrik enerjisi gerektirdiğinden, jeotermal enerji ile çalışan absorpsiyonlu iklimlendirme-soğutma prosesleri günümüzde güçlü bir alternatif konumundadır. Bu sistemlerde; jeotermal enerjinin dışında güneş enerjisi, LPG ve atık ısı gibi enerji kaynaklarının kullanılabilmesi de sistemin önemli özelliklerindedir. Ayrıca absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan akışkanların ozon tabakasına zarar vermeleri de söz konusu değildir. Jeotermal enerji ile soğutma, kullanım ve ticari açıdan diğer uygulamalar kadar yaygın değildir. Bu sisteme ait uygulamaların ilk yatırım maliyeti yüksek olmasına karşın, binaların jeotermal enerji ile ısıtma ve soğutulmasının birleştirilmesiyle bu sistemler ekonomik konuma getirilebilir. Böylece enerji tasarrufu sağlanmış olur.

KAYNAKLAR

1. Şahin, V.,“Energy Planing And Policy”, Doktora Tezi, *Cardiff Üniv.*, 1-50 (1995).
2. Zorkun, M. E., Ardiç, A.R.,“Soğutma Tekniği ve Klima”, *MEB Yayınları*, İstanbul, 1-50, (1980).
3. Eroğlu, V.,“Klima sistemlerinde enerjinin iktisadi kullanımı”, *Termodinamik Dergisi*, 97:66-68 (2000).
4. Darcan, U., “İklimlendirme sistemleri seçiminde farklı bir uygulama, doğal gazla çalışan absorpsiyonlu chiller”, *Tesisat Dergisi*, 63: 61-68 (2001).
5. Janet, S., “Enerji için yeni bir gelecek yaratmak” , *Dünyanın Durumu*, İstanbul, 103-133 (2003).
6. Edin, M., Türe, İ.E., “LiBr-Su ve R22-DMETEG güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemleri”, *Enerji Tasarrufu Tebliği*, 101-110 (1993).
7. İlbilgi, L., “Jeotermal enerji ile absorpsiyonlu soğutma ve diğer soğutma alternatifleriyle ekonomik karşılaştırmalar”, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 37-39 (2003).
8. Mcnelly, L.A.,“Thermodynamic Proporties of Aqueous Solitions of Lithium Bromide”, *Ashrae Transactions*, 85 (3):413-434 (1979).
9. Schulz, S.C.G., “Ammonia-Water Mixtures”, *I.I.R Commision*, 3. baskı, Washington, 3-17 (1971).
10. Schulz, S.C.G.,“Equation of State for the System Amonia Water for Use with computers”, *I.I.R.-I.I.F. Commision R.I.*, 3. baskı, Washington, 431-436 (1964).
11. Van Kasteren, P.H.G.,“The Chystillization Behaviour and Caloric Proporties of Water/Ammonia Mixtures between 70 and 300 K”, *I.I.F-I.I.R Commision R.I.*, Washington, 81-87 (1971).
12. Özal, L., Ataer, Ö.E., Göğüş, Y.,“Amonyak soğutuculu su soğuruculu sistemin simülasyonu”, *VI. Ulusal Isı Bilimleri Tekniği Kongresi*, Ankara, 1-300, (1987).
13. Yiğit, A., “Absorpsiyonlu soğutma sisteminin simülasyonu”, Doktora Tezi, *İ.T.Ü Fen Bilimleri Enstitüsü*, 1-73, İstanbul, (1989)
14. Bourois M., “Absorbtion of water vapour in the falling film of water in vertical tube at air cooling thermal conditions”, Tarragona, (2004)

15. İnternet: (Enerji Dünyasına Genel bakış)
<http://www.tusiad.org/turkish/rapor/enerji> (2005).
16. Yaman, K.,Horuz, İ., Coşkun, S., “Soğutma tekniği ve uygulamaları”, **Uludağ Üniversitesi Güçlendirme Vakfı**, 1. baskı, Bursa, 15-16, 26-27 (2002).
17. Ardıç, A., “Klima sistemlerinde enerjinin iktisadi kullanımı 3”, **Termodinamik Dergisi**, 100:63-65, (2000).
18. Mc Quiston, C.F., Parker, J.D., “Heating ventilating and air conditioning analysis and design”, **John Wiley and Sons Inc.**, New York, 742 (1994).
19. Dinçer, İ., Türe, İ.E., Edin, M., “R22 ve DMETEG Akışkan Çiftinin Kullanıldığı Güneş Enerjili Bir Absorbsiyonlu Soğutma Sisiteminin Tasarımı”, **Güneş Enerjisi Uygulamaları-Gelişmeleri Sempozyumu Bildiriler Kitabı**, Muğla, 243-249 (1994).
20. Stoecker, W.F., “Refrigeration and air conditioning”, Çeviri editörü/editörleri, **Mc Graw Hill**, New York, 433 (1958).
21. Martin, P.L., Oughton,D.R., “Heating and air conditioning of buildings”, **Faber&Kell's**, New York, 701 (1997).
22. Kurdoğlu, Y., “Güneş enerjisi destekli absorbsiyonlu soğutma çevriminin tasarımı, işletilmesi ve performansının araştırılması”, Doktora Tezi, **Çukurova Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Adana, 24-31 (2002).
23. Hakyemez, Ş., “Jeotermal enerji ve yasal durumu”, **Jeomorfoloji Dergisi**, 14:17-27 (1986).
24. Erişen, B., “Jeotermal enerji kullanımı ve Türkiye’deki durumu”, **Jeomorfoloji Dergisi**, 15:73-83 (1986).
25. Yılmaz, Ö., “Jeotermal enerji, jeotermal enerji ve Afyon’da kullnımı”, **Afyon Kocatepe Üniversitesi Yayınları**, 1-9 (1999).
26. Şamilgil, E., “Dünya’da ve Türkiye’de jeotermal enerjinin yeri ve geleceği”, **Jeotermal Enerji Dergisi**, 2:2 (1997).
27. Bodvardsson, G., “Phscial Characteristics of natural heat sources in Iceland”, **Proc. Un. Conf. On new soueces of energy**, 2:82-89 (1961).
28. Axelsson, G., Gunnlaugsson, E., “Long-Term monitoring of high and low entalpy fields under exploitation”, **İnternational Geothermal Association, WGC 2000 Short courses**, 28-30 (2000).

29. Orme Jeoterma A.Ş., “Ucuz ısınma, Temiz hava için: Jeotermal merkezi ısıtmanın Dünya’da ve Türkiye’deki Durumu ve Ekonomisi”, **Orme Jeotermal** 12:473 (1996).
30. Uyarel, A. Y.,Öz,E.S., “Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri”, Güneş Enerjisi ve Uygulamaları, **Birsen Yayınevi**, Ankara, 239 (1987).
31. Barr, M., “Design of a Solar/Natural Gas Powered Absorbtion Air Conditioning System”, ES885 Project&Thesis, **University of Ballarat School of Engineering**, Victoria, 25 (1994).
32. Stoecker, W. F., “Refrigeration and Air Conditioning”, **Mc Graw Hill Book Company**, 1. baskı, New York, 388 (1958).
33. Şencan, A., “Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Tasarımı ve SDÜ Oditoryumunda Uygulanabilirliğinin Araştırılması” Yüksek Lisans Tezi, **Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Isparta, 19,40 (1999).
34. Fraas, A. F.,Özışık, M.N., “Heat Exchanger Design”,**John Wiley & Sons**, 1. baskı, New York, 381 (1965).
35. Carrier, H., Cherne, R.E., Grant, A. W., Roberts, H. W., “Modern Air Conditioning Heating and Ventilating”, **Pitman Publishing Corporation**, New York, 592 (1959).
36. McQuiston, C. F., Parker, J. D., “Heating Ventilating and Air Conditioning Analysis and Design”, **John Wiley & Sons**, New York, 742 (1994).
37. Gökçe,A. T., “Isı Transferine Giriş”, **Selçuk Üniversitesi Yayınları**, Konya, 229 (1985).
38. “Vdi-wärmeatlas”, Duseldorf, **Vdt verlag**, 1. baskı, 1-224 (1991).

EKLER

EK-1 HESAPLAMALAR

Sistem Elemanlarının Isı Yüklerinin Belirlenmesi

Generatör ısı yükü

$$q_{\text{gen}} = m_7 h_7 + m_8 h_8 - m_6 h_6$$

$$q_{\text{gen}} = 0,0943 \cdot 2643,02 + 2,68 \cdot (-85) - 2,774 \cdot (-111,69)$$

$$q_{\text{gen}} = 331,264 \text{ kw}$$

Kondenser ısı yükü

$$q_{\text{kon}} = m_7 (h_7 - h_1)$$

$$q_{\text{kon}} = 0,0943 \cdot (2643,02 - 167,45)$$

$$q_{\text{kon}} = 233,519 \text{ kw}$$

Absorber ısı yükü

$$-q_{\text{abs}} + h_3 m_3 + h_{10} m_{10} - h_4 m_4 = 0$$

$$q_{\text{abs}} = 0,0943 \cdot 2519,9 + 2,68 \cdot (-135) - 2,774 \cdot (-160)$$

$$q_{\text{abs}} = 319,666 \text{ kw}$$

Evaporatörün ısı yükü

$$q_{\text{evap}} = m_7 (h_3 - h_2)$$

$$q_{\text{evap}} = 0,0943 \cdot (2519,9 - 167,45)$$

$$q_{\text{evap}} = 221,836 \text{ kw}$$

Isı değiştirgeci ısı yükü

$$q_{\text{id}} = m_8 (h_8 - h_9) = m_6 (h_6 - h_5)$$

$$q_{\text{id}} = 2,774 \cdot (-85 - (-135))$$

$$q_{id} = 138,7 \text{ kw}$$

Sistemin Performans Katsayısı

$$(COP)_{IDEAL} = T_e(T_g - T_a) / T_g(T_a - T_c)$$

T_e = Evaporatör sıcaklığı, (K)

T_g = Generatör sıcaklığı, (K)

T_a = Absorber sıcaklığı, (K)

$$(COP)_{IDEAL} = 283(353-313) / 353(313-283)$$

$$(COP)_{IDEAL} = 1,068$$

$$COP = q_{evap} / q_{gen}$$

$$COP = 222 / 331,264$$

$$COP = 0,67$$

Sistemin soğutma etkisi (verimi):

$$\eta_R = COP / (COP)_{IDEAL}$$

$$\eta_R = 0,67 / 1,068$$

$$\eta_R = 0,63$$

SİSTEM ELEMANLARININ BOYUTLARININ HESAPLANMASI

Dış ısı iletim katsayısı

Hava hızı $V=5$ m/s olarak seçilirse;

Havanın kütleli hızı:

$$G = \rho \cdot V$$

$$G = 1,1305.5$$

$$G = 5,652 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

$$Re = \frac{D \cdot G}{\mu}$$

$$Re = \frac{D \cdot G}{\mu} = \frac{0,016 \cdot 5,652}{16,78 \cdot 10^{-5}} = 538,92 \text{ bulunur.}$$

Böylece Şekil 5.2.'den

$$\left(\frac{h}{G \cdot C_p} \right) \cdot \left(\frac{C_p \cdot \mu}{k} \right)^{2/3} = 0,029$$

$$\left(\frac{h}{5,652 \cdot 1,007} \right) \cdot \left(\frac{1,007 \cdot 1,896 \cdot 10^{-5}}{0,02679} \right)^{2/3} = 0,029$$

$$h_d = 20,68 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Evaporatör boyutları

Bunun için $L \sqrt{h_d / k \cdot y}$ ve r_2 / r_1 ifadelerinin bulunması gerekir.

$k =$ Alüminyum kanadın ısı iletkenliği $= 211 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ (38)

$y =$ kanat kalınlığının yarısı $= 0,254/2 = 0,127 \text{ mm}$ (Şekil 5.3.)

$L =$ Kanat uzunluğu $= r_2 - r_1$

$r_1 =$ boru dış çapı/2 $= 16,383/2 = 8,19 \text{ mm}$

$r_2 =$ Kanat Dış Çapı/2 $= 1,121 \text{ in} \cdot 25,4 / 2 = 14,236 \text{ mm}$

$L = 14,236 - 8,19 = 6,046 \text{ mm}$

Böylece;

$$r_2 / r_1 = 1,738$$

$$L \sqrt{h_d / k \cdot y} = 6,046 \cdot 10^{-3} \sqrt{20,68 / 211 \cdot 0,127 \cdot 10^{-3}} = 0,167 \text{ bulunur.}$$

Yukarıdaki iki değer kullanılarak Şekil 5.3.'den kanat verimi $\eta = 0,98$ olarak bulunur.

Birim boru uzunluğunun dış yüzey ısı transfer alanı:

$$A = \frac{2[(a.b) - (\pi.D_d^2 / 4)]}{e^t}$$

$$A = \frac{2[(0,029.0,054) - (\pi.0,01638^2 / 4)]}{2,9.10^{-3}}$$

$$A = 0,53 \text{ m}^2/\text{m}$$

Birim uzunluktan ısı transferi:

$$q_1 = h_d \cdot A \cdot \eta \cdot \Delta_t$$

$$q_1 = 20,68 \cdot 0,53 \cdot 0,98 \cdot (22 - 10)$$

$$q_1 = 128,89 \text{ W/m}$$

Toplam boru uzunluğu:

$$L = \frac{q}{q_1}$$

$$L = \frac{222.10^3}{128,89}$$

$$L = 1722,39 \text{ m}$$

Evaporatör yüzey alanı:

$$A = \pi \cdot D_d \cdot L$$

$$D_d = 1,121 \text{ inç} = 28,47 \text{ mm}$$

$$A = \pi \cdot 28,47 \cdot 10^{-3} \cdot 1722,39$$

$$A = 154,05 \text{ m}^2$$

$$q_{\text{evap}} = U \cdot A \cdot \Delta_t$$

$$222.10^3=23,25.A.(22-10)$$

$A=795,69 \text{ m}^2$ olarak bulunur.

Kondenser için hesaplamalar

İç ısı taşınım katsayısı

Boruların içinde soğutma suyunun 1 m/s hızla dolaştığı kabul edilecektir.

$$D_i=16,9 \text{ mm}$$

$$A_i=2,225 \text{ mm}^2$$

Soğutma suyunun giriş sıcaklığı $t_{c,g}=20^\circ\text{C}$

Soğutma suyunun çıkış sıcaklığı $t_{c,\phi}=30^\circ\text{C}$

Suyun kütleli debisi:

$$m_c = \rho.A.V$$

$$m_c = 996,8.2,24.10^{-4}.1$$

$$m_c = 0,223 \text{ kg/s}$$

Reynolds sayısı;

$$Re = \frac{\rho.V.D_i}{\mu}$$

$$Re = \frac{996,8.1.16,9.10^{-3}}{0,831.10^{-3}}$$

$$Re = 20271,8$$

İç yüzey ısı taşınım katsayısı (36).

$$\frac{h_i.D_i}{k} = 0,023(Re)^{0,8}.(Pr)^{0,3}$$

Eş. 5.12. de $Re > 10000$ ve $0,7 < Pr < 100$ için geçerlidir. Buna göre;

$$\frac{h_i \cdot 16,9 \cdot 10^{-3}}{0,610} = 0,023(20271,8)^{0,8} \cdot (6,165)^{0,3}$$

$h_i = 4087,01 \text{ W/m}^2\text{K}$ bulunur.

Yoğuşma film katsayısı;

Yoğuşan buhar için ısı transfer katsayısı (34).

$$h_v = 0,95 \left(\frac{L \cdot k^3 \cdot \rho^2 \cdot g}{m_v \cdot \mu} \right)^{1/3}$$

Eş. 5.13. de tek bilinmeyen değer L/m değeridir. L/m değeri; toplam boru sayısı, bir adet boru uzunluğu ve yoğuşan buhar debisinden hesaplanabilir. $m = 0,0943 \text{ kg/s}$, $L_1 = 2 \text{ m}$ ve,

Soğutkanın kondensere giriş sıcaklığı $t_{h,g} = 80^\circ\text{C}$

Soğutkanın kondensere çıkış sıcaklığı $t_{h,q} = 40^\circ\text{C}$

Buna göre Eş. 5.13. den:

$$h_v = 0,95 \left(\frac{1060,4 \cdot 0,654^3 \cdot 983^2 \cdot 9,81}{0,446 \cdot 10^{-3}} \right)^{1/3} = 17550 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Toplam ısı transfer katsayısı ve kondenser boyutları;

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{h_i \cdot \pi \cdot D_i \cdot L} + \frac{R_{fi}}{\pi \cdot D_i \cdot L} + \frac{\ln\left(\frac{D_d}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} + \frac{R_{fo}}{\pi \cdot D_d \cdot L} + \frac{1}{h_o \cdot \pi \cdot D_d \cdot L}$$

Eş. 5.14. de R_{fi} ve R_{fo} , iç ve dış borularda kirlenme faktörü olup akışkan türüne göre verilmiştir (38).

Böylece Eş. [5.14] dan;

$$\frac{1}{U.A} = \frac{1}{4087,1 \cdot \pi \cdot 16,9 \cdot 10^{-3} \cdot L} + \frac{0,176 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 16,9 \cdot 10^{-3} \cdot L} + \frac{\ln\left(\frac{19,1}{16,9}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 385 \cdot L} + \frac{0,176 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 19,1 \cdot 10^{-3} \cdot L} + \frac{1}{17550 \cdot \pi \cdot 19,1 \cdot 10^{-3} \cdot L}$$

$$\frac{1}{U.A} = \frac{4,610 \cdot 10^{-3}}{L} + \frac{3,368 \cdot 10^{-3}}{L} + \frac{5,06 \cdot 10^{-5}}{L} + \frac{3,31 \cdot 10^{-3}}{L} + \frac{9,5 \cdot 10^{-4}}{L}$$

$$\frac{1}{U.A} = \frac{0,0122}{L}$$

U.A=82.L bulunur.

$$q=U.A.\Delta_{tm}.F$$

Δ_{tm} =Logaritmik sıcaklık farkı olup şöyle hesaplanır;

$$\Delta_{tm} = \frac{(t_{h,g} - t_{c,g}) - (t_{h,\xi} - t_{c,\xi})}{\ln\left(\frac{t_{h,g} - t_{c,\xi}}{t_{h,\xi} - t_{c,g}}\right)}$$

$$\Delta_{tm} = \frac{(80 - 30) - (40 - 20)}{\ln\left(\frac{80 - 30}{40 - 20}\right)}$$

$$\Delta_{tm} = 32,75^{\circ}\text{C}$$

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

$$P = \frac{30 - 22}{80 - 22}$$

$$P = 0,137$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

$$R = \frac{80 - 40}{30 - 22}$$

$$R = 5$$

Böylece düzeltme faktörü F, Şekil 5.5'den F=0,98 olarak bulunur.

Kondenserden atılması gereken ısı $q_{kon} = 233,519 \text{ kW}$ olduğuna göre Eş. 5.15. den;

$$233,519 \cdot 10^3 = 82 \cdot L \cdot 32,75 \cdot 0,98$$

$L = 88,73 \text{ m}$ toplam boru uzunluğu bulunur.

Toplam kondenser yüzeyi;

$$A_T = \pi \cdot D_d \cdot L$$

$$A = \pi \cdot 19,1 \cdot 10^{-3} \cdot 88,73$$

$$A = 5,321 \text{ m}^2$$

Boyu $L = 2 \text{ m}$ olan bir borunun ısı transferi yapan yüzeyi;

$$A_1 = \pi \cdot D_m \cdot L_1$$

$$D_m = (D_d + D_i) / 2 = (19,1 + 16,9) / 2 = 18 \text{ mm}$$

$$A_1 = \pi \cdot 18 \cdot 10^{-3} \cdot 2$$

$$A_1 = 0,113 \text{ m}^2$$

Boru sayısı;

$$n = \frac{A_T}{A_1}$$

$$n = \frac{5,321}{0,113}$$

$n = 47$ adet boru bulunur.

Isı Değiştiricisi için Hesaplamalar

Isı değıştirgeci etkenliği;

Etkenlik (ϵ) = Gerçek Isı Transferi / Eşanjörün vereceği max. Isı transferi

$$\text{Gerçek ısı transferi} = q = C_h(t_{h,g} - t_{h,\phi}) = C_c(t_{c,\phi} - t_{c,g})$$

Eşanjörün vereceği maksimum ısı miktarı;

$$q_{\max.} = C_{\min}(t_{h,g} - t_{c,g})$$

$$C_h = C_{ph} \cdot m_h$$

$$C_c = C_{pc} \cdot m_c$$

$$C_h = C_{ph} \cdot m_h$$

$$C_c = C_{pc} \cdot m_c$$

$$m_c = 2,774 \text{ kg/s}$$

$$m_h = 2,68 \text{ kg/s}$$

$$C_{ph} (\% 59 \text{ LiBr konsantrasyonu}) \approx 1,96 \text{ kJ/kgK,}$$

$$C_{pc} (\% 57 \text{ LiBr konsantrasyonu}) \approx 2,02 \text{ kJ/kgK,}$$

Eş. 5.25. ve Eş. 5.26. dan;

$$C_c = C_{\max} = C_{pc} \cdot m_c = 2020 \cdot 2,774 = 5603,48 \text{ W/K}$$

$$C_h = C_{\min} = C_{ph} \cdot m_h = 1960 \cdot 2,68 = 5252,8 \text{ W/K}$$

$$C_h < C_c \text{ ise } C_{\min} = C_h$$

$$C_c < C_h \text{ ise } C_{\min} = C_c$$

Burada, $C_h < C_c$ ve dolayısıyla $C_h = C_{\min}$ olduğuna göre zengin LiBr eriyiğinin ısı değiştirgecinden çıkış sıcaklığı $t_{h,\zeta}$ şöyle hesaplanabilir (33).

$$\varepsilon = \frac{C_h (t_{h,g} - t_{h,\zeta})}{C_{\min} (t_{h,g} - t_{c,g})}$$

$$\varepsilon = \frac{(t_{h,g} - t_{h,\zeta})}{(t_{h,g} - t_{c,g})}$$

$$0,60 = \frac{(80 - t_{h,\zeta})}{(80 - 40)}$$

$$t_{h,\zeta} = 56 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Fakir LiBr eriyiğinin ısı değiştirgecinden çıkış sıcaklığı $t_{c,\zeta}$ (33).

$$\varepsilon = \frac{C_c (t_{c,\zeta} - t_{c,g})}{C_{\min} (t_{h,g} - t_{c,g})}$$

$$\varepsilon = \frac{C_c (t_{c,\zeta} - t_{c,g})}{C_h (t_{h,g} - t_{c,g})}$$

$$0,60 = \frac{5603,48(t_{c,\zeta} - 40)}{5252,8(80 - 40)}$$

$$t_{c,\zeta} = 62,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Zengin eriyik tarafı:

$$t_{h,g} = 80 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{h,\zeta} = 56 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{h,ort} = (t_{h,g} + t_{h,\zeta})/2 = (80+56)/2 = 68 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Fakir eriyik tarafı:

$$t_{c,g} = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{c,\varphi} = 62,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{c,ort} = (t_{c,g} + t_{c,\varphi})/2 = (40+62,5)/2 = 51,25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Isı transfer yüzey alanı;

$$A = \pi.L.D$$

$$A = \pi. 62,61.10^{-3}.300$$

$$A = 58,9 \text{ m}^2$$

İç ısı taşınım katsayısı

$$\frac{h_i.D_i}{k} = 0,023(Re)^{0,8}.(Pr)^{0,3}$$

Eş. 5.12. de $Re > 10000$ ve $0,7 < Pr < 100$ için geçerlidir.

Sıcak eriyik için Reynolds sayısı;

$$Re = \frac{D_i.G}{\mu_h}$$

$$G = \frac{m}{\pi.D^2 / 4} = \frac{2,68}{\pi.(62,61.10^{-3})^2 / 4} = 872,96 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

Prandtl sayısı;

$$Pr = \frac{\mu_h.C_{ph}}{k_h}$$

$$Re = \frac{D_i.G}{\mu_h} = \frac{62,61.10^{-3}.872,96}{3,5.10^{-3}} = 15616$$

$$Pr = \frac{\mu_h \cdot C_{ph}}{k_h} = \frac{3,5 \cdot 10^{-3} \cdot 1,95 \cdot 10^3}{0,41} = 16,64$$

Böylece iç yüzey ısı transfer katsayısı h_i Eş. 5.12. den

$$\frac{h_i \cdot 62,61 \cdot 10^{-3}}{0,41} = 0,023(15616)^{0,8} \cdot (16,64)^{0,3}$$

$h_i = 794,73 \text{ W/m}^2\text{K}$ bulunur.

Dış Isı Taşınım Katsayısı

$$Gr = \frac{9,81 \cdot 0,18 \cdot 10^{-3} \cdot 66,68 \cdot 10^{-3} \cdot 1700 \cdot 8,375}{(3,75 \cdot 10^{-3})^2} = 119203,41$$

$$Pr = \frac{3,75 \cdot 10^{-3} \cdot 2,02 \cdot 10^3}{0,43} = 17,61$$

Değerler yerine konursa;

$$\frac{h_d \cdot D_d}{k_c} = 0,129 \cdot (Gr \cdot Pr)^{1/3}$$

$$\frac{h_d \cdot 66,68 \cdot 10^{-3}}{0,43} = 0,129 \cdot (119203,41 \cdot 17,61)^{1/3}$$

$h_d = 106,51 \text{ W/m}^2\text{K}$

Toplam ısı transfer katsayısı ve ısı değiştirgeci boyutları

Toplam ısı transfer katsayısı aşağıdaki denklem yardımıyla bulunabilir (36).

$$\frac{1}{U} = \left(\frac{D_d}{D_i} \right) \frac{1}{h_i} + D_d \frac{\ln\left(\frac{D_d}{D_i}\right)}{2.k} + \frac{1}{h_d}$$

$$\frac{1}{U} = \left(\frac{66,68}{62,61} \right) \frac{1}{794,73} + 66,68 \cdot 10^{-3} \frac{\ln\left(\frac{66,68}{62,61}\right)}{2.385} + \frac{1}{106,51}$$

$$U = 93,45 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Başlangıçta kabul edilen ısı değiştirgeci etkenliği (ϵ) = 0,60 değerinin kontrol edilebilmesi için NTU sayısı ve C_{\min}/C_{\max} değerleri hesaplanarak Şekil 5.11 den düzeltilmiş ϵ değeri okunur.

$$NTU = AU/C_{\min}$$

$$NTU = 58,9 \cdot 93,45 / 5252,8 = 1,04$$

$$C_{\min}/C_{\max} = 5252,8 / 5603,48 = 0,937$$

Şekil 5.11.'dan ısı değiştirgeci etkenliği (ϵ) değeri 0,58 olarak okunur. Bu değer ilk başta kabul ettiğimiz 0,60 değeri ile çok yakındır. Böylece ısı değiştirgecinde $L=300\text{m}$, $A = 58,9 \text{ m}^2$ olarak bulunur.

Boyu $L=3 \text{ m}$ olan bir borunun ısı transfer yapan yüzeyi Eş. 5.20. den;

$$A_1 = \pi \cdot D_m \cdot L$$

$$D_m = (D_d + D_i)/2 = (66,68 + 62,61)/2 = 64,645 \text{ mm}$$

$$A_1 = \pi \cdot 64,645 \cdot 10^{-3} \cdot 3$$

$$A_1 = 0,608 \text{ m}^2$$

Boru sayısı Eş. 5.21.den

$$n = \frac{A_T}{A_1}$$

$$n = \frac{58,9}{0,608}$$

$n = 97$ adet boru bulunur.

Absorber için Hesaplamalar

İç ısı taşınım katsayısı

Suyun kütleli debisi:

$$m_c = \rho \cdot A \cdot V$$

$$m_c = 996,8 \cdot 3,08 \cdot 10^{-3} \cdot 1$$

$$m_c = 3 \text{ kg/s}$$

Reynolds Sayısı:

$$Re = \frac{D_i \cdot G}{\mu_h}$$

$$Re = \frac{996,8 \cdot 1,62,61 \cdot 10^{-3}}{0,831 \cdot 10^{-3}}$$

$$Re = 75101,86$$

İç yüzey ısı taşınım katsayısı Eş. 5.12. denkleminde verildiği gibi hesaplanır (36).

$$\frac{h_i \cdot D_i}{k} = 0,023 (Re)^{0,8} \cdot (Pr)^{0,3}$$

Eş. 5.12. denkleminde göre $Re > 10000$ ve $0,7 < Pr < 100$ için geçerlidir. Buna göre;

$$\frac{h_i \cdot 62,61 \cdot 10^{-3}}{0,610} = 0,023 (75101,86)^{0,8} \cdot (6,165)^{0,3}$$

$h_i = 3075,49 \text{ W/m}^2\text{K}$ bulunur.

Dış ısı taşınım katsayısı

$$m_3 \cdot h_3 + m_{10} \cdot h_{10} = (m_3 + m_{10}) \cdot h_{kar}$$

$$0,0943 \cdot 2519,9 + 2,68 \cdot (-135) = (0,0943 + 2,68) \cdot h_{kar}$$

$$h_{kar} = -44,83 \text{ kJ/kg}$$
 olarak hesaplanır. Karışım sıcaklığı ise $t_{kar} = 96 \text{ }^\circ\text{C}$

Silindirik borularda laminer doğal konveksiyonla ısı geçişi için;

Eş. 5.38. denklemi ise $Gr \cdot Pr \geq 10^8 - 10^9$ sınırları için geçerlidir. Bu yüzden h_d değerini hesaplamak için öncelikli olarak Gr ve Pr sayılarının hesaplanması gerekir.

Grashof sayısı;

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot D_d^3 \cdot \rho_c^2 \cdot \Delta_t}{\mu_c^2}$$

$$Gr = \frac{9,81 \cdot 0,18 \cdot 10^{-3} \cdot (66,68 \cdot 10^{-3})^3 \cdot 1,15}{(2,147 \cdot 10^{-6})^2}$$

$$Gr = 1306056,718$$

Prandtl sayısı;

$$Pr = \frac{\mu_c \cdot C_{pc}}{k_c}$$

$$Pr = \frac{3,5 \cdot 10^{-3} \cdot 2,02 \cdot 10^3}{0,43}$$

$$Pr = 16,44$$

$Gr.Pr = 21471572,44 = 2,1 \cdot 10^7 < 10^8 - 10^9$ olduğu için Eş. 5.37. kullanılarak h_d değeri hesaplanır.

$$\frac{h_d \cdot 66,68 \cdot 10^{-3}}{0,43} = 0,55 \cdot (21471572,44)^{0,2}$$

$$h_d = 241,43 \text{ W/m}^2$$

Toplam ısı transfer katsayısı ve absorber boyutları

Toplam ısı transfer katsayısı Eş. 5.14. yardımıyla bulunabilir.

$$\frac{1}{U.A} = \frac{1}{3075 \cdot \pi \cdot 62,61 \cdot 10^{-3} \cdot L} + \frac{0,176 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 62,61 \cdot 10^{-3} \cdot L} + \frac{\ln\left(\frac{66,68}{62,61}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 385 \cdot L} + \frac{1}{241,43 \cdot \pi \cdot 66,68 \cdot 10^{-3} \cdot L}$$

$$\frac{1}{U.A} = \frac{0,02}{L}$$

$U.A = 50 \cdot L$ bulunur.

$$q = U.A. \Delta t_m \cdot F$$

Logaritmik sıcaklık farkı Δt_m değeri Eş. 5.16. kullanılarak hesaplanabilir;

$$\Delta t_m = \frac{(96 - 30) - (40 - 22)}{\ln\left(\frac{96 - 30}{40 - 22}\right)}$$

$$\Delta t_m = 37,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

F düzeltme faktörü Şekil 5.4.'ten bulunur.

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

$$P = \frac{30 - 22}{96 - 22}$$

$$P = 0,108$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

$$R = \frac{96 - 40}{30 - 22}$$

$$R = 7$$

Böylece düzeltme faktörü F, Şekil 5.5.'ten $F = 1$ olarak bulunur.

Absorberden atılması gereken ısı $q_{\text{abs}} = 319,666 \text{ kW}$ olduğuna göre Eş. 5.15. den;

$$319,666.10^3 = 50.L.37,2.1$$

$L = 171,86 \text{ m} \approx 172 \text{ m}$ toplam boru uzunluğu bulunur.

Toplam absorber yüzeyi, Eş. 5.19. kullanılarak;

$$A_T = \pi.66,68.10^{-3}.172$$

$A_T = 36 \text{ m}^2$ olarak hesaplanır.

Generatör İçin Hesaplamalar

İç ısı taşınım katsayısı

$$Pr_1 = \frac{\mu_l \cdot C_{pl}}{k_l}$$

$$Pr_1 = \frac{2,02.10^3 \cdot 2,5.10^{-3}}{0,4314}$$

$$Pr_l = 11,7$$

Boruların içinde çekirdek ve konveksiyon kaynaması olduğu düşünülürse;

$$\frac{h_i \cdot D_i}{k_i} = 0,06 \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,28} \left(\frac{D_i \cdot G \cdot X}{\mu_l} \right)^{0,87} \cdot Pr_l^{0,4}$$

G = Karışımın Kütleli hızı

$$G = \frac{m}{\pi \cdot D^2 / 4}$$

$$G = \frac{2,774}{\pi (62,61 \cdot 10^{-3})^2 / 4}$$

Eş. 5.48. den;

$$\frac{h_i \cdot 62,61 \cdot 10^{-3}}{0,4314} = 0,06 \left(\frac{1650}{0,4} \right)^{0,28} \left(\frac{62,61 \cdot 10^{-3} \cdot 924,66 \cdot X}{2,5 \cdot 10^{-3}} \right)^{0,87} \cdot (11,7)^{0,4}$$

$$h_i = 11,234 \cdot (23157,18 \cdot X)^{0,87} \text{ bulunur.}$$

$$h_{i,ort} = 1973,5 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Dış ısı taşınım katsayısı

Silindirik borularda laminer doğal konveksiyonla ısı geçişi için (37).

$$Nu = \frac{h_d \cdot D_d}{k_c} = 0,55 \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,2}$$

Eş. 5.37. de $Gr \cdot Pr \leq 10^8 - 10^9$ sınırları için geçerlidir.

Silindirik borularda türbülanslı doğal konveksiyonla ısı geçişi için (37).

$$Nu = \frac{h_d \cdot D_d}{k_c} = 0,129 \cdot (Gr \cdot Pr)^{1/3}$$

Eş. 5.38. ise $Gr \cdot Pr \geq 10^8 - 10^9$ sınırları için geçerlidir. Bu yüzden $h_d =$ değerini hesaplamak için ilk önce Gr ve Pr sayılarının hesaplanması gerekir.

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot D_d^3 \cdot \rho_c^2 \cdot \Delta_t}{\mu_c^2}$$

$$Gr = \frac{9,81 \cdot 0,18 \cdot 10^{-3} \cdot (66,68 \cdot 10^{-3})^3 \cdot 4,375}{(0,364 \cdot 10^{-6})^2}$$

$$Gr = 259243564,9$$

$$Gr \cdot Pr = 575520714,1$$

$Gr \cdot Pr = 575520714,1 \geq 10^8 - 10^9$ olduğu için Eş. 5.37. kullanılarak h_d değeri hesaplanır.

$$\frac{h_d \cdot 66,68 \cdot 10^{-3}}{0,668} = 0,129 (575520714,1)^{1/3}$$

$$h_d = 1074,9 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Toplam ısı transfer katsayısı ve generator boyutları

Toplam ısı transfer katsayısı aşağıdaki eşitlik yardımıyla bulunabilir (36).

$$\frac{1}{U} = \left(\frac{D_d}{D_i} \right) \frac{1}{h_i} + D_d \frac{\ln \left(\frac{D_d}{D_i} \right)}{2 \cdot k} + \frac{1}{h_d}$$

$$\frac{1}{U} = \left(\frac{66,68}{62,61} \right) \frac{1}{1973,5} + 66,68 \cdot 10^{-3} \frac{\ln \left(\frac{66,68}{62,61} \right)}{2 \cdot 385} + \frac{1}{1074,9}$$

$$U = 675,675 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$A = 56,03 \text{ m}^2$$

$$A = \pi \cdot D \cdot L$$

$$56,03 = \pi \cdot 66,68 \cdot 10^{-3} \cdot L$$

$L = 267,942$ m toplam boru uzunluğu bulunur.

ÖZGEÇMİŞ

1978 yılında Muğla'da doğdu. İlk öğrenimini Bayır İlköğretim Okulunda tamamladı. Liseyi Muğla Teknik Lise ve Endüstri Meslek Lisesi Elektrik Bölümünde tamamladıktan sonra 1998 yılındaki Süleyman Demirel Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümünü kazandı. Lisans Eğitimi tamamladıktan sonra 2003 yılında Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Bölümünde yüksek lisans yapmaya hak kazandı. Halen bu bölümde son sınıf öğrencisi olarak öğrenimini sürdürmektedir.